

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Zemní, těžební a stavební stroje

Návrh špičky skládkového stroje

Design of Boom Head of Stockyard Machine

Student:

Bc. Jakub Bruzek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Bruzek**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Návrh špičky skládkového stroje**
Design of Boom Head of Stockyard Machine

Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh a výpočet základních provozně technických parametrů špičky skládkového stroje. Potřebná výkonnost odběru stroje je stanovena na 600t/h. Skladovaný materiál je lignit ($\rho = 800 \text{ kg/m}^3$; velikost zrna max. 50 mm). Zpráva by měla obsahovat rešerši a základní kinematické, provozní a pevnostní výpočty. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu 2x A0 (popř. jejich ekvivalent). Bližší specifikaci provozních podmínek a zatížení určí zadavatel – fa Vítkovice Gearworks, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.-autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 díla.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezentačnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že jeden výtisk bude uložen v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z jiné strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci jinému využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, neodevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

Anotace diplomové práce

Bc. Bruzek, J. Návrh špičky skládkového stroje a řešení jeho konstrukce. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 52 s., Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Diplomová práce ukazuje možný návrh a nové řešení špičky skládkového stroje z hlediska designu tak i konstrukce.

Annotation of diploma work

Bc. Bruzek, J. Design of Boom Head of Stockyard Machine and his solution of construction. Ostrava: department of manufacturing machines and construction, Faculty of mechanical engineering VSB – Technical university Ostrava, 2011, 52 s. bachelor work, Supervisor is doc. Ing. Jiří Fries, Ph. D.

Diploma work shows possible draft and his new solution of Boom Head of Stockyard Machine as design side that from construction.

Obsah

| | |
|--|----|
| SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ | 8 |
| 1 Úvod a cíle práce | 10 |
| 1.1 Úvod | 10 |
| 1.2 Cíle práce: | 10 |
| 2 Rešerše skládkových strojů | 11 |
| 2.1 Zakladače | 11 |
| 2.2 Shrnovače a naběrače | 12 |
| 2.2.1 Čelní naběrače a shrnovače | 12 |
| 2.2.2 Boční naběrače a shrnovače | 15 |
| 3 Technologie skladování sypkých materiálu | 19 |
| 3.1 Účely skladování | 19 |
| 3.2 Podmínky skladování sypkých materiálů: | 19 |
| 3.3 Skládky sypkých hmot | 19 |
| 3.4 Způsoby zakládání skládek | 20 |
| 3.5 Metody zakládání skládek | 21 |
| 3.5.1 Chevron | 21 |
| 3.5.2 Cone-Shell | 22 |
| 3.5.3 Strata | 22 |
| 3.5.4 Windrow | 23 |
| 3.5.5 Quincunx | 23 |
| 3.5.6 Chevcon | 24 |
| 4 Kolesové rypadla v provedení jako skládkovací stroj | 25 |
| 4.1 Historie kolesových rypadel | 25 |
| 4.2 Technický vývoj kolesových rypadel v zahraničí | 26 |
| 4.2.1 Německo | 26 |
| 4.2.2 Rusko (Bývalý Sovětský svaz) | 26 |
| 4.2.3 USA | 27 |
| 4.3 Dobývací orgán kolesového rypadla | 27 |
| 4.3.1 Kořečky kola | 30 |
| 4.3.2 Dopravní cesty (pohyb těžného materiálu) | 31 |
| 5 Návrh provozně technických parametrů špičky skládkového stroje | 32 |
| 5.1 Výpočty základních parametrů | 32 |
| 5.1.1 Návrhový výpočet | 32 |
| 5.1.2 Přepočet na skutečné hodnoty kola | 34 |
| 6 Kontrola hřídele kolesového rypadla a výpočet reakcí pro ložiska | 35 |
| 6.1 Kontrola hřídele | 35 |
| 6.2 Statická kontrola | 42 |
| 6.3 Dynamická kontrola | 42 |
| 6.4 Výpočet životnosti ložisek | 43 |
| 7 Kontrola šroubového a kolíkového spoje korečku s kolem | 45 |
| 7.1 Kontrola kolíkového spoje | 45 |
| 7.2 Kontrola šroubového spoje | 46 |
| 8 MKP analýza kolesové hřídele | 48 |
| 9 Závěr | 50 |

| | |
|---------------------------------|----|
| Seznam použité literatury | 51 |
|---------------------------------|----|

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

| Označení | Jednotka | Význam |
|-----------------|--------------------|---|
| D | [m] | průměr kola |
| d_k | [mm] | průměr kolíku |
| d_3 | [mm] | malý průměr závitu |
| E | [MPa] | modul pružnosti v tahu materiálu |
| G | [MPa] | modul pružnosti v tlaku materiálu |
| F | [N] | specifická rypná síla, působící na břítku korečku |
| F_o | [N] | osová síla šroubu |
| F_s | [N] | střihová síla šroubu |
| L | [mm] | délka hřídele |
| M_o | [N·m] | ohybový moment |
| M_k | [N·m] | krouticí moment elektromotoru |
| M_{k2} | [N·m] | výstupní krouticí moment z převodovky |
| k_s | [-] | součinitel bezpečnosti, součinitel statické bezpečnosti |
| k_d | [-] | dynamická bezpečnost |
| k_{TS} | [-] | dynamická bezpečnost na střih |
| k_v | [-] | výsledná bezpečnost |
| p_1 | [MPa] | měrný tlak v díře korečku |
| p_2 | [MPa] | měrný tlak v díře kola |
| p_d | [MPa] | dovolený měrný tlak |
| R_e | [MPa] | mez kluzu |
| R_m | [MPa] | jmenovitá pevnost materiálu v tahu |
| W_k | [mm ³] | modul odporu průřezu v krutu |
| σ_t | [MPa] | namáhání v tahu |
| σ_{DOV} | [MPa] | dovolené namáhání v tahu |
| σ_{RED} | [MPa] | redukované napětí |
| σ_o | [MPa] | namáhání v ohybu |
| σ_{oDOV} | [MPa] | dovolené napětí v ohybu |
| σ_{TS} | [MPa] | namáhání v tahu u šroubu |
| σ_{DS} | [MPa] | dovolené namáhání v tahu u šroubu |
| τ | [MPa] | namáhání v krutu |
| τ_{DOV} | [MPa] | namáhání v krutu dovolené |

| | | |
|--------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| τ_{sdov} | [MPa] | dovolené smykové napětí |
| $\tau_{S\dot{S}}$ | [MPa] | střihové napětí šroubu |
| $\tau_{DS\dot{S}}$ | [MPa] | dovolené střihové napětí šroubu |
| ρ | [kg m ³] | hustota materiálu |
| h | [min ⁻¹] | počet výsypu |
| i_g | [-] | převodový poměr převodové skříně |
| f_{max} | [micrometr] | maximální průhyb |
| P_l | [kW] | výkon elektromotoru |
| P_{ck} | [kW] | výkon elektromotoru výpočtový |
| Q | [m ³ h ⁻¹] | výkonnost stroje |
| Q_0 | [th ⁻¹] | výkon odebírání |
| v | [m·s ⁻¹] | rychlost kola |
| z | [-] | počet korečku |
| n | [min ⁻¹] | otáčky elektromotoru za minutu |
| n_2 | [min ⁻¹] | otáčky kola za minutu |
| Vp | [m ³] | objem mezikruží a korečku |
| Vk | [m ³] | objem korečku |
| Vm | [m ³] | objem mezikruží |
| P_{rA} | [N] | ekvivalentní zatížení ložiska A |
| P_{rB} | [N] | ekvivalentní zatížení ložiska B |
| P_{rC} | [N] | ekvivalentní zatížení ložiska C |
| F_r | [N] | radiální zatížení ložiska |
| F_a | [N] | axiální zatížení ložiska |
| C_A | [N] | dynamická únosnost ložiska A |
| C_B | [N] | dynamická únosnost ložiska B |
| C_C | [N] | dynamická únosnost ložiska C |
| L_h | [hod] | trvanlivost ložiska v hodinách |
| X,Y | [-] | koefficienty ložiska |

1 Úvod a cíle práce

1.1 Úvod

Při tvorbě mé diplomové práce jsem vycházel z aktuálních modelů důlních rypadel takřka ze všech větších výrobců těchto strojů v České republice a také jsem hledal inspiraci v zahraničí. Poté jsem měl příležitost problematiku konzultovat se zaměstnanci Vítkovice Gearworks, a.s., jež mi poskytli informace o výrobě těchto strojů a také jejich různé specifické řešení. Mým úkolem bylo navrhnout špičku skládkového stroje z hlediska konstrukce a možno i z hlediska designu. Cílem by mělo být navrhnutí korečku kola dle požadovaného zadání a následné dořešení celé špičky stroje. Základní tvar špičky stroje by měl standardního typu, ovšem řešení tvaru korečku z hlediska objemu dle dalších zadaných parametrů bude specifické. Řešení by mělo výhledově dovolovat také jednoduchou výměnu poškozených částí. Snaha také o výměnu korečků za jiný typ.

Největší problém při špičce skládkových strojů je správná volba materiálu a vhodné řešení tvaru a velikosti korečků. Konstrukce musí dovolovat snadnou výměnu a rekonstrukci jednotlivých částí a také snadný přístup pro obsluhu těchto strojů. např. doplnění maziva, oleje, atd.

1.2 Cíle práce:

1. Provést rešerši v oblasti skládkových strojů.
2. Seznámení s technologií skládkování sypkých materiálu
3. Výpočet základních provozně technických parametrů špičky
4. Zpracování vybrané varianty v CAD/CAM systému, výkresu sestav.
5. Provedení základních kinematických, provozních a pevnostních výpočtů.

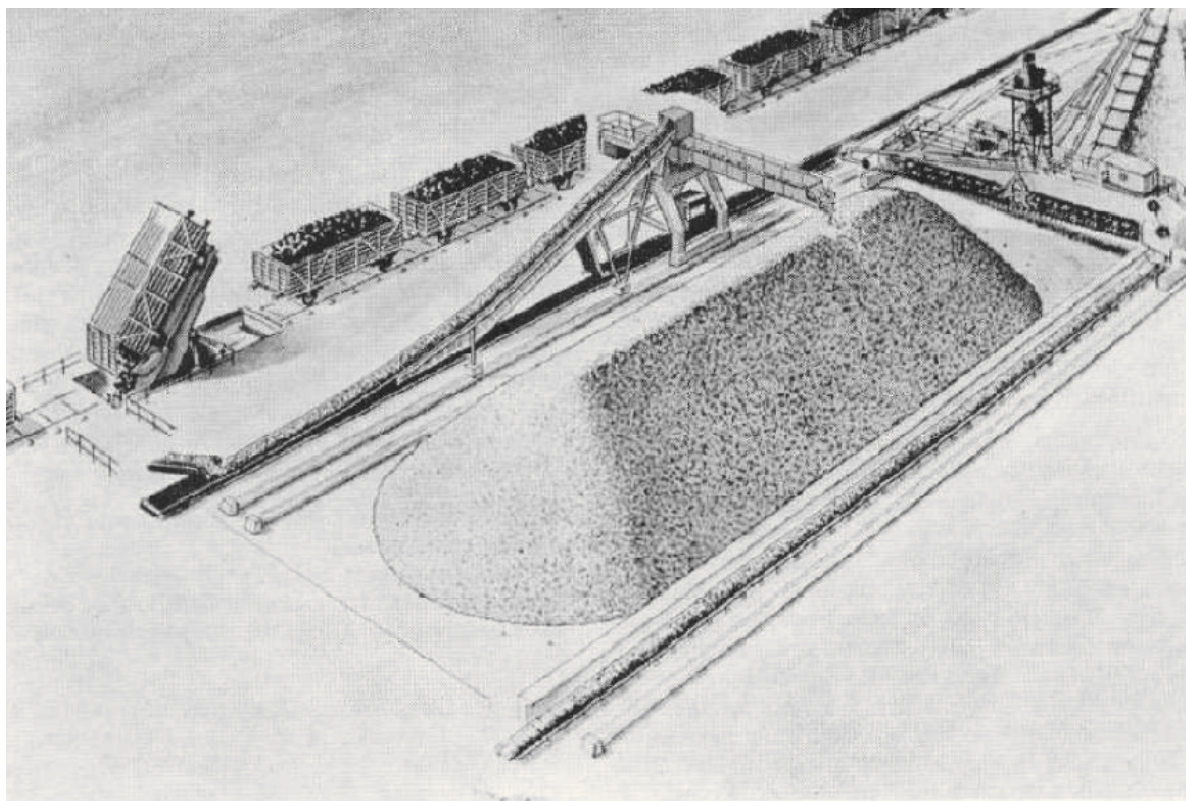
2 Rešerše skládkových strojů

Skládkové stroje se rozdělují na:

- zakladače
- naběrače a shrnovače

2.1 Zakladače

Hlavním úkolem zakladače je zakládání vytěžené skrývky (materiálu) na skládku. Zakladače dále dělíme na kolejové nebo pásové. U kolejových zakladačů (obr. 2.1) se skrývka dopravuje pomocí vlakových souprav sestavené z bočně výklopných LH vozů. U zakladače je dopravovaná skrývka vyklápěna do koryta, odtud je nabírána nabíracím zařízením a pomocí dopravníku vedena na výložníkový pás a výsypku. Kolejové zakladače dělíme na jednovozové a dvouvozové. Rozdíl je v umístění zakládací a nabírací části, zda jsou v jednom celku, nebo zda jsou tyto dvě části spojeny mostem. Pojezd je realizován jako kolejový, zakládací výložník příhradové konstrukce je zavěšený na ocelové konstrukci zakladače a musí umožňovat zdvihový pohyb. Vlastní nosná konstrukce se dělí na spodní stavbu zajišťující přenos veškerého zatížení do kolejového podvozku a horní stavbu, která je otočná. Nabírací zařízení je tvořeno korečkovým řetězem s korečky, který je v korytě odváděn přes vratný turas.



Obr. 2.1 Zakládání materiálu pomocí kolejové dopravy [1]

Pásové zakladače (obr. 2.2) zpravidla spolupracují ve spojení s dálkovou pásovou dopravou. Dopravovaný materiál je z pásové dopravy odebírán takzvaným shazovacím vozem v kterémkoliv místě a předán na spojovací pás zakladače. Materiál dále směřuje na výložníkový pás a výsypku. Spojovací most propojuje shazovací vůz umožňující odnímáním toku těživa z dálkové pásové dopravy se základní stavbou pásového zakladače. Pro pásové zakladače se používá kráčivý, nebo housenicový podvozek, u podpěrného vozu bývá podvozek dvouhousenicový. Sklon spojovacího mostu vzhledem k vodorovné rovině je přibližně $6^{\circ}30'$. Zakládací výložník sestává z několika dílů a vzhledem ke stavbě zakladače je v pevném, nebo sklopném provedení pomocí kladkostroje a vrátků.



Obr. 2.2 Pásový zakladač ZPDH 6300 fa PRODECO [13]

2.2 Shrnovače a naběrače

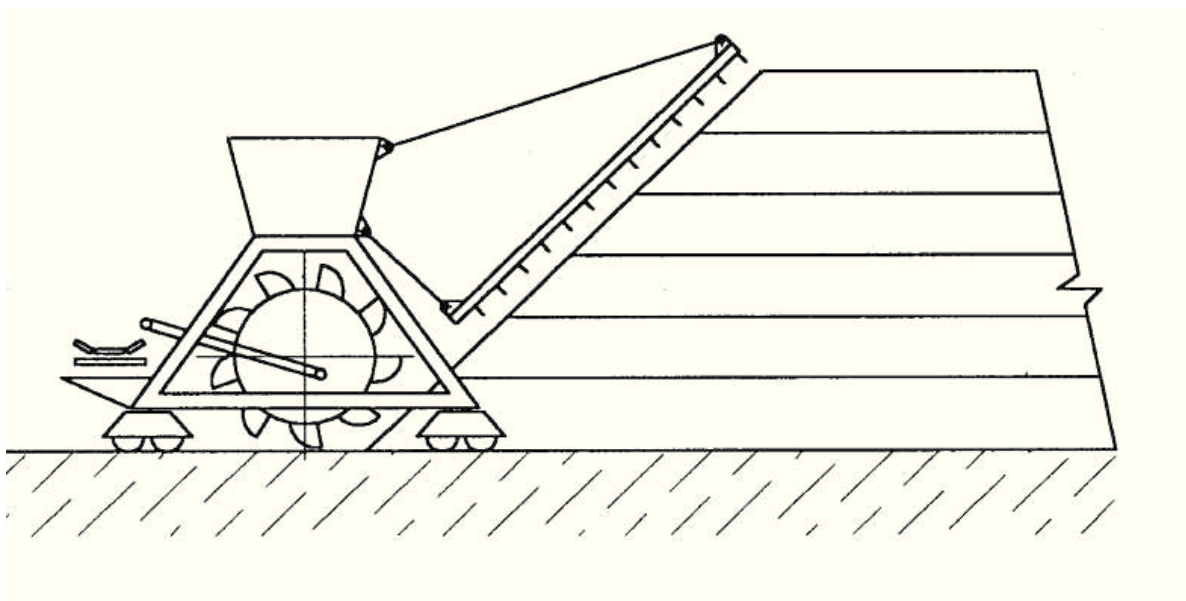
Úkolem shrnovačů a naběračů je odebírání materiálu z příčného či podélného řezu hromady. Stroje pro odebírání a odsun sypkých materiálů z čela skládky se dělí na:

- Naběrače a shrnovače s čelním odběrem
- Naběrače a shrnovače s bočním odběrem

2.2.1 Čelní naběrače a shrnovače

Čelní naběrače a shrnovače jsou vyráběny v různých provedeních, lišících se stavbou, pojezdem či dobývacím orgánem. Všechny tyto typy strojů nabírají materiál v patě hromady.

Kolesový mostový naběrač (obr.3.3) nabírá materiál z hromady korečkovými kolesy, které jsou umístěny na mostě vedoucím napříč hromadou. Naběrače můžeme dělit na jednokoleso-vé a vícekolesové



Obr. 2.3 Čelní kolesový mostový naběrač [1]

Dalším typem čelních naběračů je *naběrač barelový* (obr. 3.4). Učen k odběru hromad trojúhelníkových průřezů. Je tvořen v podstatě jedním kolesem širokým jako pata hromady, umístěným na mostě vedoucím napříč hromadou. Koleso - barel je na vnější ploše opatřenou širokými korečky, které nabírají materiál u paty hromady a předávají jej na dopravní pás, umístěný uvnitř barelu. Barelový naběrač je opatřen pohyblivou shrnovací bránou, která shrnuje materiál k patě hromady.



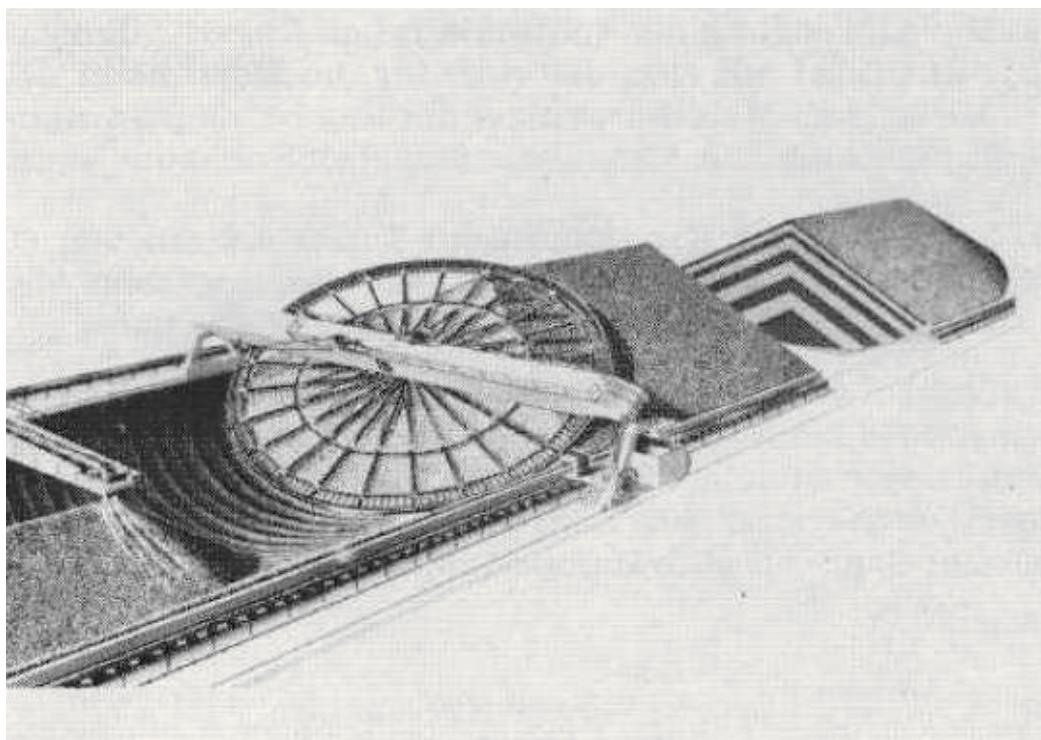
Obr. 2.4 Barelový naběrač fy FAM [11]

U *mostového shrnovače* (obr. 2.4) je materiál u paty hromady nabírán pomocí hřebly shrnovacího řetězu a příčně po dně skládky dopravován na odsunový dopravní pás, umístěný podél hromady. Před shrnovacím řetězem je umístěna shrnovací brána, a to buď na jedné, nebo na obou stranách (pro oba směry postupu odběru materiálu). Zároveň plynule pojíždí celý most v podélném směru, čímž jsou naplňována hřebla hřeblového dopravníku.



Obr. 2.5 Mostový shrnovač fy FAM [11]

Diskový shrnovač (obr. 2.6) shrnuje celou čelní plochu skládky plynulým rotačním pohybem diskového shrnovače při současném pomalém a plynulém pojezdu celého zařízení. Skládá se z 24 ramen a kruhového lemu na okraji. Disková konstrukce je sklopená přibližně o úhel shodný se sypaným úhlem skládkového materiálu a plynule se otáčí, čímž vynáší materiál k přepadové hraně, kde je umístěn odsunový skládkový dopravník.



Obr. 2.6 Diskový shrnovač pracující na podélné skládce [1]

2.2.2 Boční naběrače a shrnovače

Boční naběrače a shrnovače pracují kolmo k ose svými dobývacími orgány. *Kolesový výložníkový naběrač* (obr.2.7) má výškově stavitelný výložník s rotujícím kolem, které odebírá z horní části hromady materiál a předává jej na výložníkový dopravní pás a od tud na odsunový skládkový dopravník. Odběr probíhá bočně po lávkách o výšce odpovídající asi polovině průměru kola.



Obr. 2.7 Kolesový skládkový stroj (naběrač) fy FAM [11]

U *bočního shrnovače* (obr. 2.8) je materiál z hromady shrnován hřebly, a to z boku hromady směrem dolů k odsunovanému pásu, který je umístěn u paty hromady podél celé skládky. Shrnovač pojíždí na kolejnicovém podvozku podél hromady.



Obr. 2.7 Boční shrnovač fy FAM [11]

Velmi podobný bočnímu shrnovači je *poloportálový shrnovač* (obr. 3.9) Liší se v řešení nosné konstrukce vodiče shrnovacího řetězu, která je umístěna na kolejnicovém

podvozku v různé úrovni po obou stranách hromady. Rozpětí poloportálu je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.



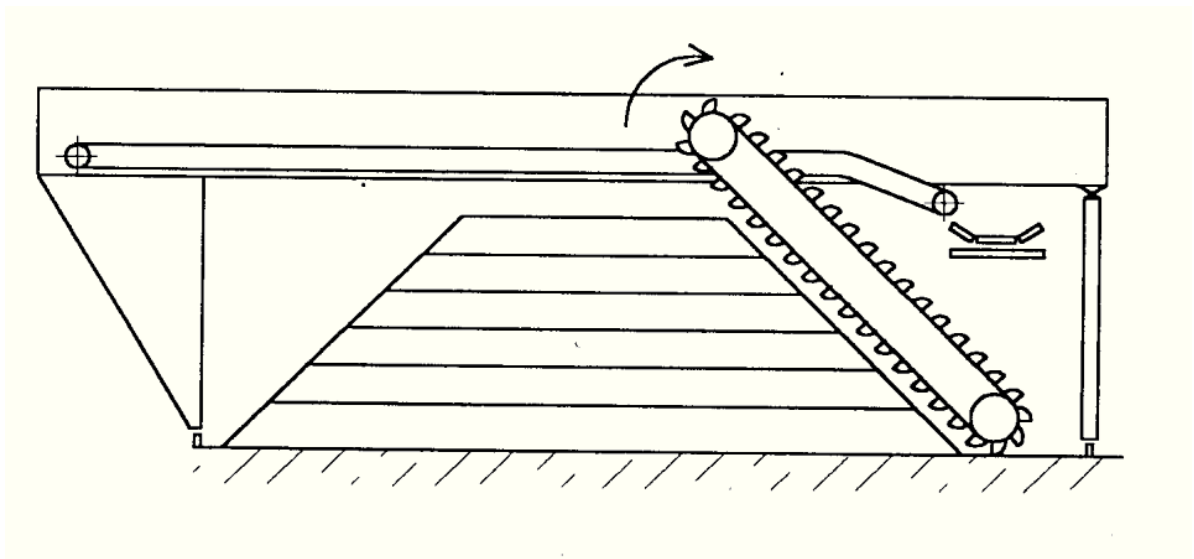
Obr. 2.8 Poloportálový shrnovač fy FAM [11]

U *portálového shrnovače* (obr. 2.9) je postup shrnování stejný jako u poloportálového shrnovače, konstrukce se liší uložením pojezdů ve stejné úrovni, u paty hromady. Pro větší šířky hromady je shrnovač vybaven dalším pomocným shrnovacím řetězem umístěným na opačné straně hromady, než je odsunový pás. Jeho úkolem je dopravit materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.



Obr. 2.9 Portálový shrnovač fy FAM [11]

Posledním typem stroje je *portálový korečkový naběrač* (obr. 2.10) materiál je z hromady nabírán korečkou a předáván na dopravní pás umístěný v konstrukci mostu a dále pak na odsunový skládkový pás umístěný podél celé hromady. Při odebírání materiálu pojíždí plynule celý portál podél hromady.



Obr. 2.10 Portálový korečkový naběrač [1]

3 Technologie skladování sypkých materiálu

3.1 Účely skladování

- a) Vytváření zásob pro případ nedostatku suroviny
- b) Srovnání rozdílnosti dodávky a spotřeby materiálu v závodech
- c) Zvládnutí všech operací týkajících se přepravy a překládky materiálu
- d) Plynulý přísun materiálu do závodu
- e) Smíchání a zprůměrování chemických a fyzikálních vlastností jednoho prvku

3.2 Podmínky skladování sypkých materiálů:

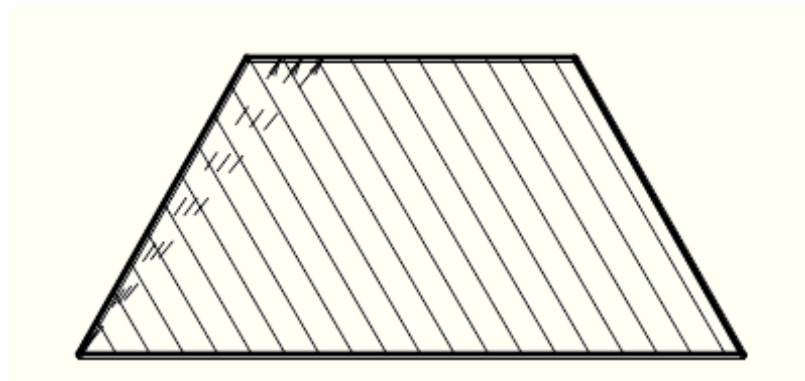
- a) Uložení co největšího množství skladovaného materiálu
- b) Stavební i technologické zařízení musí splňovat na něj kladené požadavky jako je velká spolehlivost, bezpečnost a životnost
- c) Musí být brány v úvahu vlastnosti sypkých materiálu (sypný úhel, rypný odpor materiálu, lepidlost, ...)
- d) Záleží také na jaký materiál má být skladován, jestli musí být krytý nebo snese venkovní skladování
- e) Musí být respektovány normy a bezpečnost vůči životnímu prostředí. U krytých skládek se také posuzuje její architektonická stránka vůči krajině

3.3 Skládky sypkých hmot

Účelem budování skládky sypkých hmot je příprava na vstup do technologického procesu, nutnost homogenizace, nutnost vytváření dostatečného předzásobení.

Homogenizace

Homogenizací se rozumí zakládání materiálu do tenkých vrstev tak, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán pracovního stroje co největším počtem těchto vrstev. Tímto je zaručeno, že každý prvek nabíracího ústrojí obsahuje určité množství materiálu z každé vrstvy.



Obr. 3.1 Ukázka homogenizační skládky [14]

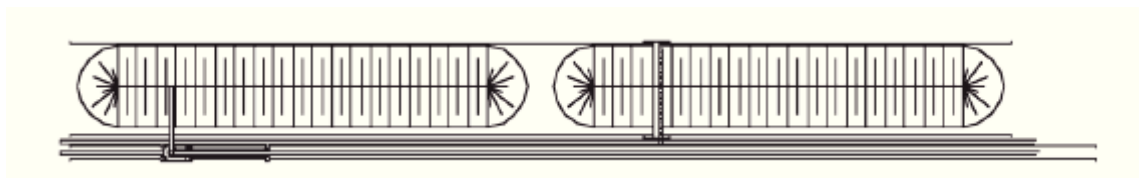
Zakládání skládek

Při výběru metody zakládání je přihlíženo k vlastnostem sypkých hmot, přičemž nasákavost hraje důležitou roli. Při zakládání může nastat granulometrická segregace, tj. hrubá zrna se valí po svahu skládky dolů, zatímco často lepivá jemná zrna se sbalují v horní části hromady. Lepivost jemných zrn může vést k problémům při dobývání hromady, kdy se na její čelní straně vytvoří přesah, který se náhle zřítí a vyvolá zahlcení, příp. přetížení naběrače. Podmínkou pro úspěšné a ekonomické skladování sypkých hmot je respektování určitých hledisek. Umísťujeme co největší množství všech potřebných druhů skladovaného materiálu do co nejmenšího zastavěného prostoru. Posuzujeme všechny důležité vlastnosti skladovaného materiálu (sypný úhel, lepivost, abrazivost, rypný odpor, chování materiálu při volném ukládání). Technologické i stavební zařízení skládky musí mít vysokou spolehlivost a životnost, musí zajistit vysokou produktivitu práce a bezpečnost osádky. Posuzujeme, zda materiál má být skladován na venkovní, nebo kryté skládce.

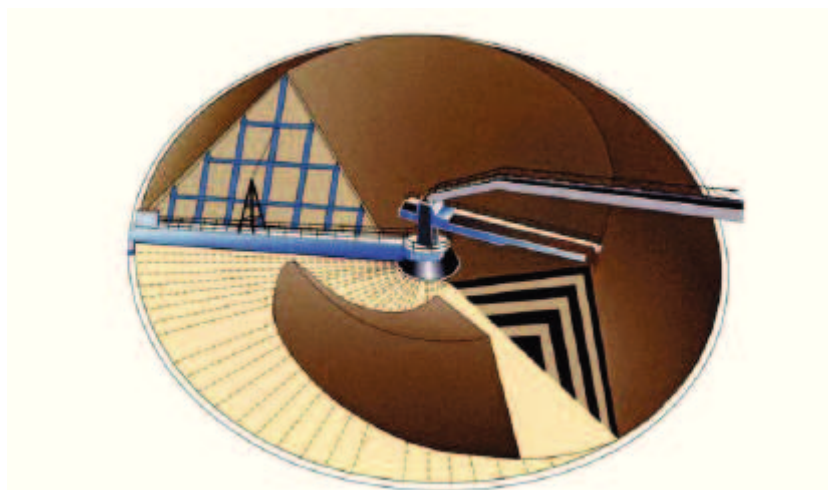
3.4 Způsoby zakládání skládek

Zakládání skládek rozdělujeme následovně:

- a) Dle tvaru založené hromady
 - Podélné (osa skládky je přímá, průřez je trojúhelníkový nebo lichoběžníkový)
 - Kruhové (osou skládky je kružnice)



Obr. 3.2 Podélné skládky uspořádané za sebou [14]



Obr. 3.3 Kruhová skládka [15]

b) Podle průřezu založené hromady

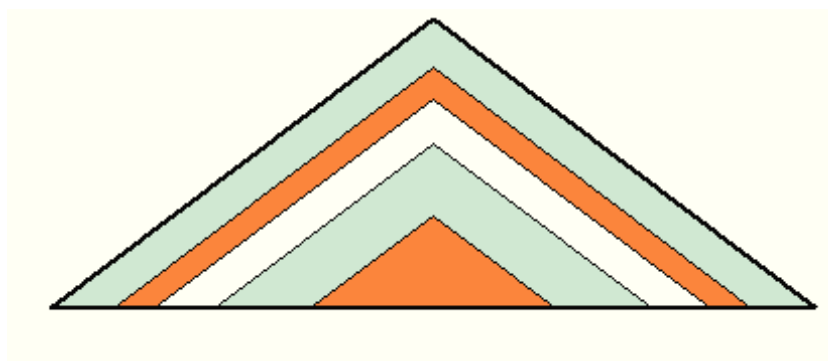
- Trojúhelníkové
- Lichoběžníkové

c) Dle metody zakládání

3.5 Metody zakládání skládek

3.5.1 Chevron

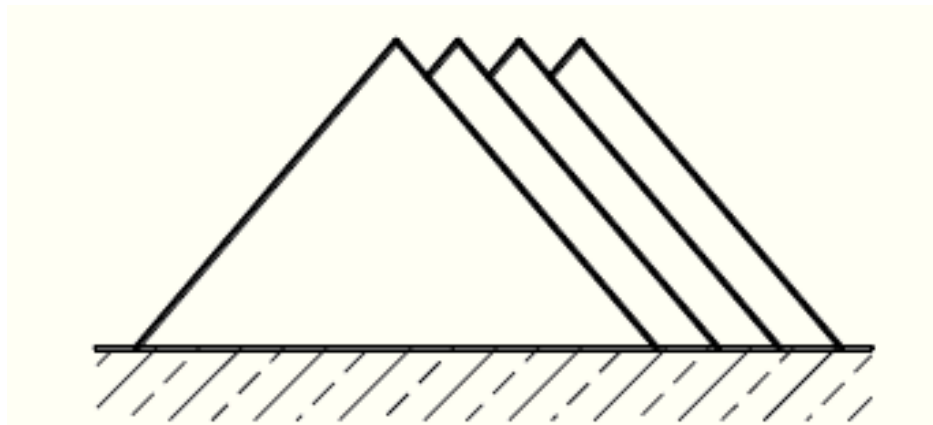
Hromada je na dně skládky tvořena základní trojúhelníkovou vrstvou, na kterou jsou přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady (obr. 3.4). Je zakládána zařízeními, která po dobu zakládání pojíždí plynule podél hromady po celé její délce. U této metody dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu ve spodních a vnějších vrstvách. Volbou vhodného způsobu odběru dosáhneme vysokého stupně homogenizace a tím vliv segregace materiálu prakticky vyloučíme.



Obr. 3.4 Metoda Chevron [15]

3.5.2 Cone-Shell

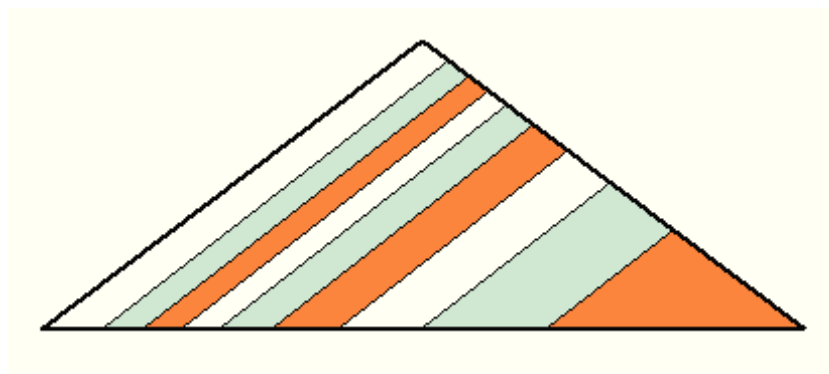
Jako první je založen první kužel do požadované výšky a potom jsou k němu přispávány postupně další jednotlivé kuželové vrstvy, až na požadovanou délku hromady. Hromady se zakládají pomocí shazovacího vozu se šikmou výsypkou, krátkým příčným pásem, pojízdným pásem nebo zakladačem se shazovacím vozem. Všechna tyto zařízení pojíždějí po kolejišti, které je v úrovni terénu a zakládají jednotlivé vrstvy v přerušovaných intervalech. U tohoto způsobu zakládání často dochází k segregaci, což je nežádoucí jev z hlediska složení odběru z hromady. Dalším jevem je prašnost, kterou způsobuje velká pádová výška a někdy způsobuje i nežádoucí dodrcování hrubých částí materiálu.



Obr. 3.5 Hromada vytvořená metodou Cone-Shell

3.5.3 Strata

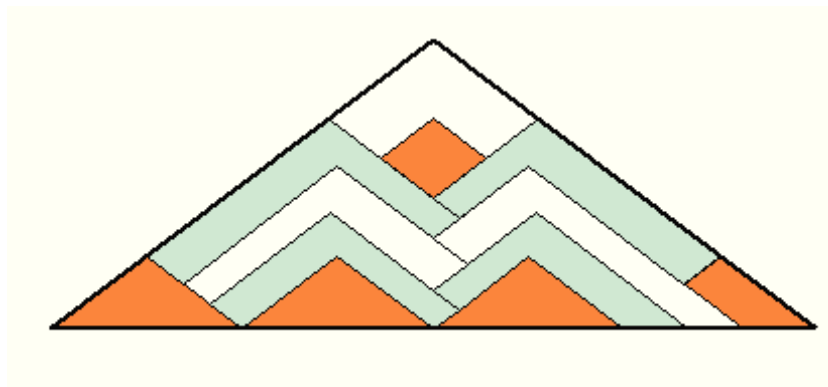
Hromada je rovněž tvořena trojúhelníkovou vrstvou po celé své délce, na kterou jsou přispávány jednostranně lichoběžníkové vrstvy, až do plné výšky hromady. Hromada je zakládána pomocí zakladače se shazovacím vozem, jehož výložník s dopravním pásem je otočný nebo sklopný. Ve spodní části vrstev dochází k segregaci. U této metody je počet vrstev nejvyšší, proto u této metody při vhodně zvoleném odběru je stupeň účinnosti homogenizace velmi vysoký.



Obr. 3.6 Metoda Strata [15]

3.5.4 Windrow

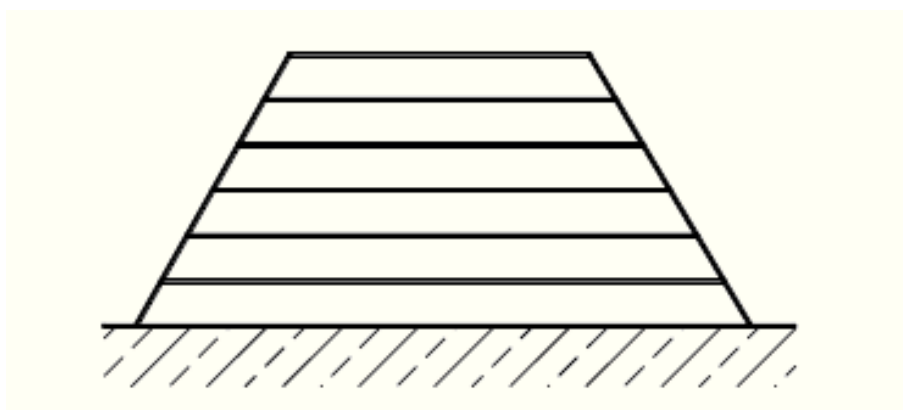
Metoda kosočtvercových vrstev. Tato metoda používá metodu Chevron k založení hromady po celé své délce do trojúhelníků. Mezi tyto jsou dále pod přirozeným sypným úhlem přisypávány další až do plné výšky. Segregace hrubých částí je u tohoto způsobu potlačena výložníkem s dopravním pásem, který je otočný a sklopný.



Obr. 3.7 Metoda Windrow [15]

3.5.5 Quincunx

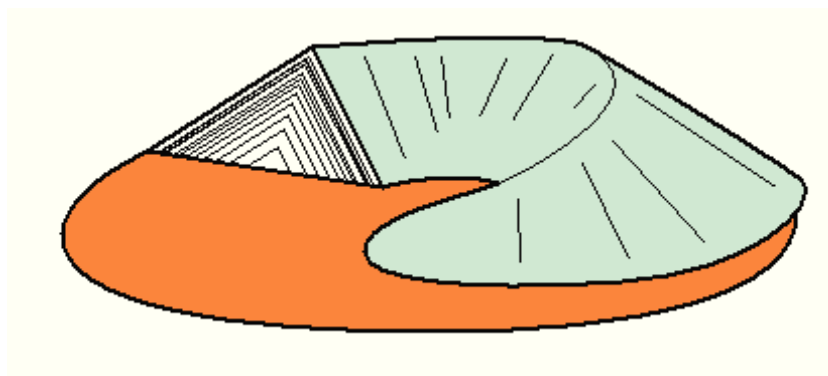
Základna hromady je po celé délce z lichoběžníkových vrstev, tyto jsou zakládány jedna po druhé až do plné výšky hromady. Hromada je zakládána shazovacím vozem s teleskopickou výsypkou, který pojíždí nad pásem v konstrukci mostu. Při tomto způsobu zakládání nedochází k segregaci materiálu. Materiál padá z velké výšky a tak způsobuje prašnost a dodržování materiálu. Má ale vysoký stupeň účinnosti. Kvůli velkým rozměrům se hodí spíše pro venkovní použití.



Obr. 3.8 Metoda Quincunx

3.5.6 Chevcon

Zakládání provádí výložník s dopravním pásem otočným o 360° a sklopným v rozsahu výšky hromady. Proces zakládání zajišťuje výložník střídavě se otáčející kolem centrálního sloupu o určitý úhel a během otáčení se rameno výložníku střídavě spouští a zvedá tak, aby kopírovalo poslední založenou vrstvu přibližně 0,5 m od jejího povrchu. I tu dochází k segregaci materiálu, kterou je možno odstranit vhodnou volbou odběru. Stupeň účinnosti homogenizace je u metody Chevcon vyšší, protože počet odebíraných vrstev současně je vyšší.



Obr. 3.9 Metoda Chevcon [15]



Obr. 3.10 Zakladač se shazovacím vozem použitý v těchto metodách [11]

4 Kolesové rýpadla v provedení jako skládkovací stroj

Kolesová rýpadla jsou významným výrobkem určeným pro těžbu skrývky. V lepivých materiálech se výkon úměrně snižuje. Rovněž se snižuje výkon při rýpání materiálů s velkými kameny a přitom neúměrně rychle klesá životnost stroje. Rýpání takových materiálů se proto nedoporučuje. Rýpadla nejsou dimenzována na rýpání ani nakládání hornin 4. třídy rozpojitelosti a výše, u kterých se při rozpojování napomáhá trhavinou (pískovce, opuky a pod.). Horniny se zatřídí podle charakteristických vlastností a podle obtížnosti rozpojování do 7 tříd.

4.1 Historie kolesových rypadel

Kolesová rýpadla vznikla v Německu ještě před 2. světovou válkou. V USA, v Rusku a jiných zemích pro těžbu povrchovým způsobem bylo používáno lopatových rypadel, nebo rypadel s vlečným korečkem. V minulosti na československé povrchové doly byla kolesová rýpadla zavedena během 2. světové války. Vývoj kolesových rypadel se datuje od roku 1881. Téhož roku byl v Americe udělen patent C. A. Smithovi na kolesové rýpadlo s otočnou stavbou.

Přelomovými roky byly 1930 – 1936, kdy se široce rozrůstá řada vyráběných kolesových rypadel až do výkonnosti 25 000 m³ za den. Byla zde otočná horní stavba, výsuv kolesového výložníku, říditelný housenicový podvozek. Po druhé světové válce přichází nové prvky, především americký návrh bezkomorového kola a rýpadla jsou stavěna do výkonů 100 000 m³ až 240 000 m³ za den s výsuvem nakládacího výložníku.

Po zjištění předností kolesových rypadel, kde hlavní výhodou byla kontinuita těžby, bylo ihned po poválečném období v Československu zkonstruované první kolesové rýpadlo s výkonností 1100 m³/h a mělo označení K1000. Koncepte vycházela z typu rýpadla dodaného během války firmou Lauchhammer. Bylo použito výsuvu kolesového výložníku a šestihousenicového podvozku. Podle dostupných historických zdrojů jich bylo vyrobeno 11 kusů.

V současné době nacházejí kolesové stroje maximální uplatnění ve všech možných oblastech svého nasazení, jako např. v lomech, skládkách, při stavebních pracích. Uplatňují se v cca 35 zemích světa. Koncem 70. let se nacházelo v provozu okolo 450 strojů vyrábějících se v 11 zemích světa. Ze světových výrobců jsou známy stroje firem FAM, Orenstein Koppel, Krupp, Demag.



Obr. 4.1 Ukázka kolesového rypadla

4.2 Technický vývoj kolesových rypadel v zahraničí

4.2.1 Německo

Od složitějších rýpadel s výsuvem se přešlo k jednodušším bezvýsuvovým. Používalo se housenicových podvozků. Housenicový podvozek představuje velkou část hmotnosti celého rýpadla, a to tím větší, čím je rýpadlo mohutnější, jsou hledány cesty jak zvýšit únosnost a životnost podvozků.

4.2.2 Rusko (Bývalý Sovětský svaz)

Dlouhá léta se orientovalo na rýpadla s vlečným korečkem o obsahu korečku až 100 m^3 a také na lopatová rýpadla. Až koncem šedesátých let začala v Doněcku výroba kolesového rýpadla ERG 400, které bylo bez výsuvu a bylo postaveno na dvou housenicích. Ve stejnou dobu jako v Doněcku byl zahájen v Novokramatorsku vývoj rýpadla ERG 1600, výkonnostně podobného KU 800. Toto rýpadlo mělo výsuv a podvozek byl osmihousenicový. O každé housenicové dvojce se opíral hydraulický válec spodní stavby. Tento prototyp stroje nebyl přijat státní komisí do sériové výroby. Poté bylo vyvinuto bezvýsuvové rýpadlo ERŠR 5000 o stejné výkonnosti. Podvozek mělo kolejkáčivý.

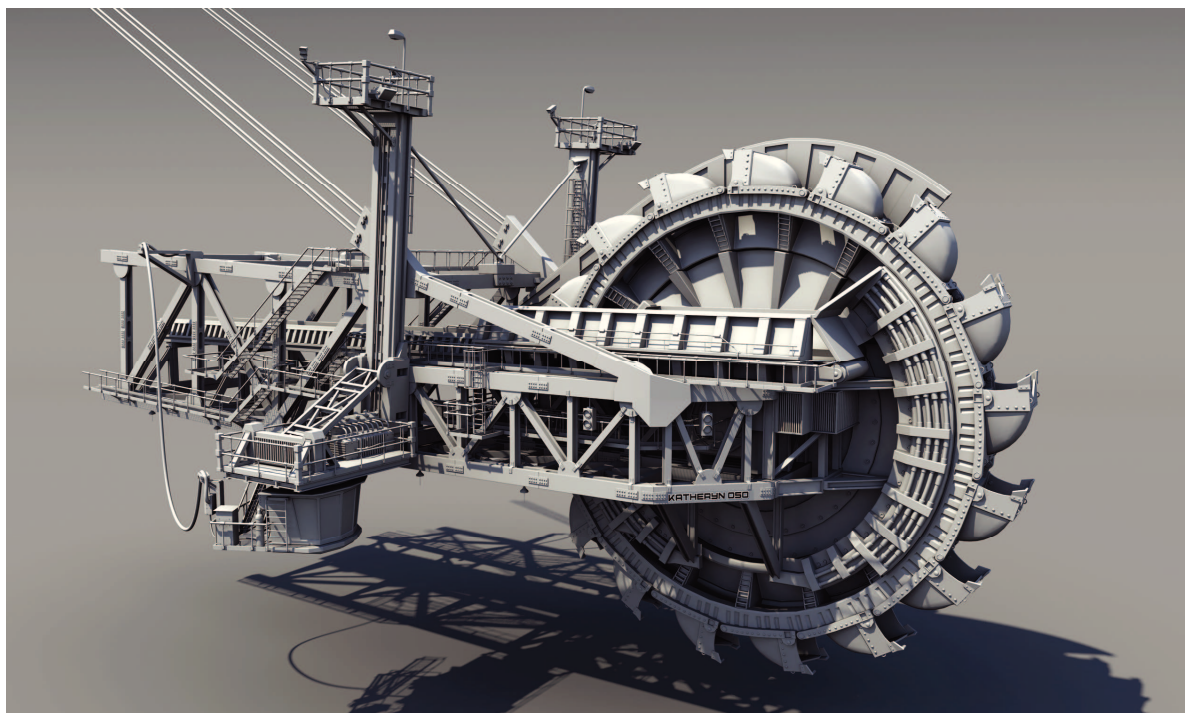
4.2.3 USA

Zde se orientovaly v povrchové těžbě na rýpadla s vlečným korečkem a lopatová rýpadla s obsahem lopaty až 100 m³. Pokud byla výjimečně použita kolesová rýpadla, pak byla dodána z Německa, nebo vyrobena kooperačně.

4.3 Dobývací orgán kolesového rýpadla

Vlastní kinematika rozpojování u kolesových rýpadel je jasně stanovena

- Otáčivým pohybem kola (hlavní pohyb) obr. 4.2
- Plynulým bočním otáčením kolesového výložníku (posuvný pohyb)
- Podelným výsuvem nebo spouštěním kolesového výložníku s kolesem (výsuvný pohyb)



Obr. 4.2 Koleso s korečky (jasný směr otáčení – hlavní pohyb)

Celý technologický systém dobývání a způsob práce u kolesového rýpadla, které pracuje v nepřetržitém pracovním cyklu, dán řadou pracovních pohybů jak v horizontální, tak vertikální rovině a jejich vzájemnou kombinací.

Otáčením kola a současně kolesového výložníku korečky oddělují od masivu třísky srpovitého tvaru.

- vertikální – tloušťka třísky s je nastavena vysunutím kola nebo pojezdem celého stroje a dobývaný svah se dobývá tzv. lávkováním,
- horizontální - tloušťka třísky s je nastavena spouštěním kolesového výložníku s kolesem.

Pracovní pohyby lze rozdělit na:

- a) Rozpojovací pohyb – vzniká složením hlavního a posuvného pohybu,
- b) Výsuvný pohyb – umožňuje nový styk řezné části rozpojovacího orgánu s horninou po odebrání pracovního procesu.

Kolesové rýpadlo je v podstatě velká půdní fréza. Dobývacím nástrojem rozpojujícím horninu je koleso. Je vytvořeno prostorově vyztuženým rámem ve tvaru plochého válce či komolého kužele, otáčejícího se kolem střední osy. Těžená hornina je rozpojována korečky, umístěnými na obvodu kola a vyklápěna do boku kola na pásový dopravník, umístěný přibližně v ose kolesového výložníku.

Konstrukce koles je rozdělována na kolesa:

- s gravitačním vyprazdňováním,
- s odstředivým vyprazdňováním,
- s nuceným vyprazdňováním.

Při pohybu zrna materiálu na ploše skluzu v kolese směrem k výsypu (dolů) působí proti pohybu odstředivá síla ($r \cdot \omega^2$) a tření ($f \cdot g \cdot \cos \varphi$). Ve směru pohybu působí pouze složka hmotnosti zrna ($\sin \varphi$).

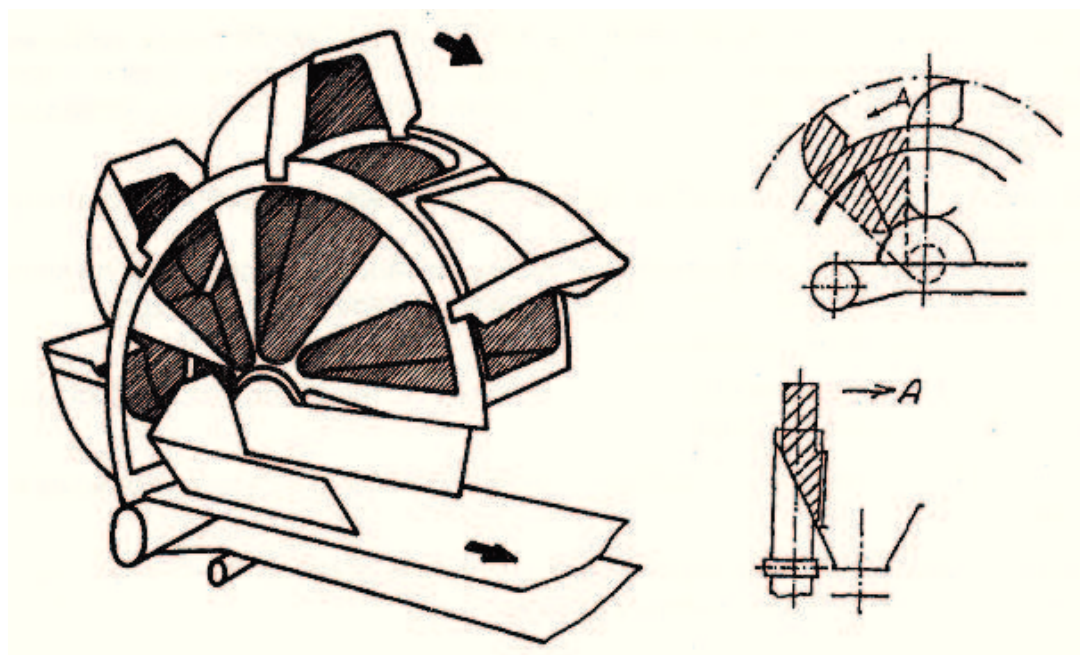
U kolesových rýpadel KU 300 se obvodová rychlost kola rovná $1,37 - 2,8 \text{ m.s}^{-1}$, u KU 800 $3 - 5 \text{ m.s}^{-1}$

Jedním ze základních parametrů kola je obvodová rychlost. Velikost obvodové rychlosti kola ovlivňuje:

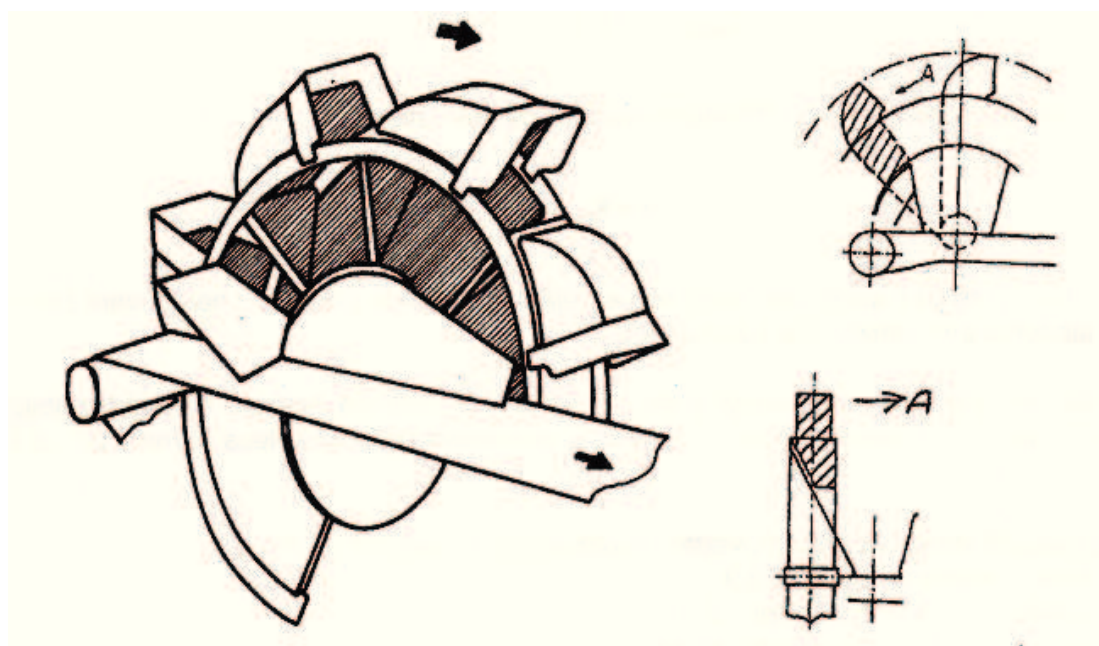
- vhodné naddimenzování pohonu kola
- správné vyklopení zeminy z korečku

Na základě konstrukčního provedení rozeznáváme kola tři druhů:

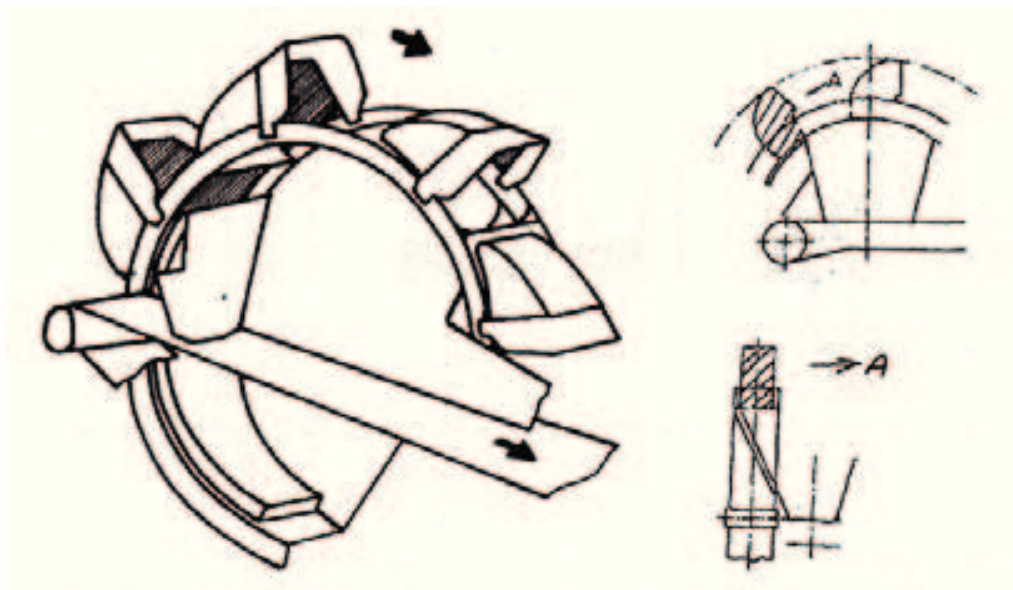
- kola komorová (obr. 4.3)
- kola polokomorová (obr. 4.4)
- kola bezkomorová (obr. 4.5)



Obr. 4.3 Komorové koleso [10]



Obr. 4.4 Polokomorové koleso [10]

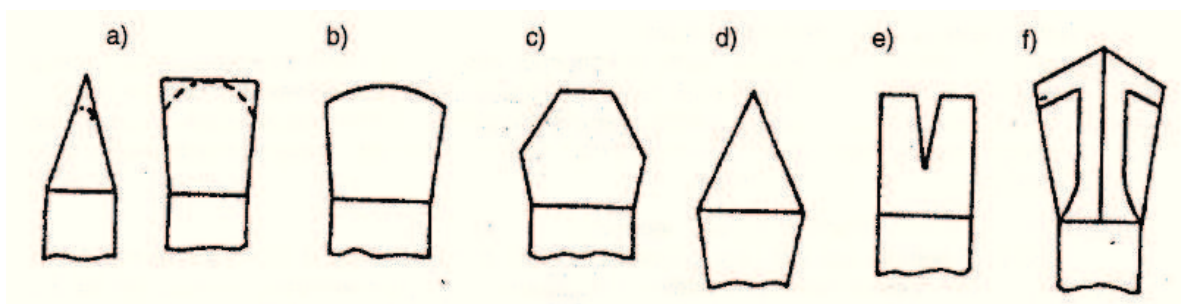


Obr. 4.5 Bezkomorové koleso [10]

4.3.1 Kořečky kolesa

Vlastním dobývacím a nakládacím orgánem kolesových rýpadel jsou korečky se svými řeznými prvky, které jsou upevněny na obvodě kola většinou pomocí čepů v přední části a pomocí klínového uchycení nebo šroubového spojení ve své zadní části. Nádobu korečku je provedena buď s plným dnem, nebo pro těžbu lepidivého materiálu s řetězovým, tzv. pružným dnem. Boční sklon řezné hrany se u většiny korečků ustálil na hodnotě 19 – 20 stupňů. Pro lehké horniny může být boční sklon řezné hrany nulový, tzn. kolmý na tečnu ke kolesu. Pro tvrdé horniny je výhodný záklon boční řezné hrany, neboť boční hranou je tříška předříznuta a teprve pak následuje odříznutí čelní hranou, čímž se zmenší dynamika záběru, ale také částečně kusovitost. Boční záklon má však větší nárok z hlediska odlehčení kolesového výložníku zvláště při rýpání horizontálními třískami. U největších kolesových rýpadel se používají korečky s rohovými břity.

Na řeznou hranu korečku se z důvodu opotřebení umísťují výměnné zuby nebo břity. Různé provedení tvaru můžeme vidět na obr. 4.6.



Obr. 4.6 Ukázka provedení tvarů zubů [1]

a – dlátovitý, b – zaoblený, c – lichoběžníkový, d – špičák, e – rozeklaný, f – kopinatý

4.3.2 Dopravní cesty (pohyb těženého materiálu)

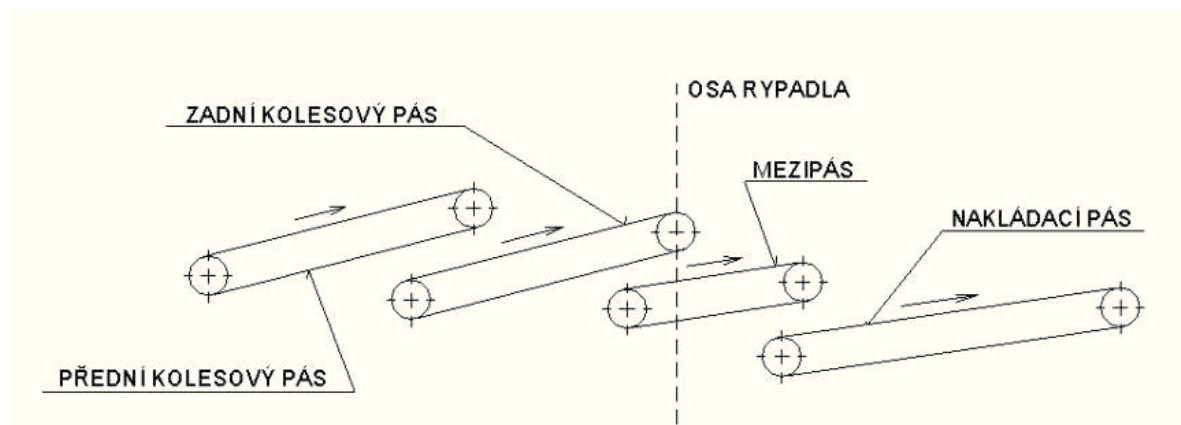
Dopravní systém na jakémkoliv dobývacím stroji patří k jedné z nejdůležitějších částí. Do dopravního systému zahrnujeme veškeré dopravníky a přesypy, tzn., že průchodnost dopravních cest je dána jejich uspořádáním a zejména počet přesypů bývá limitujícím prvkem výkonnosti. Úkolem dopravního systému je doprava těživa od dobývacího orgánu na navazující dopravní zařízení. Konkrétní uspořádání dopravního systému pak ovlivňuje vlastní provedení ocelové konstrukce.

Jako dopravních prvků bývá většinou používáno pásových dopravníků, dříve s pevnými válečkovými stolicemi, nyní v girlandovém provedení. Pásové dopravníky s girlandami na podélných lanech byly na kolesových rypadlech poprvé ve světě použity u KU 800. Dopravní pásy se používají pryžové s vložkami z umělých vláken.

Na kolesovém rýpadle KU 300 jsou dopravní pásy:

- Přední kolesový pás,
- Zadní kolesový pás,
- Mezipás,
- Nakládací pás.

U kolesových rýpadel KU 300, bylo použito teleskopického výsuvu kolesového výložníku, byla použita koncepce uvedena na obrázku (obr. 4.7)



Obr. 4.7 Schematické znázornění dopravníku na KU 300 [9]

5 Návrh provozně technických parametru špičky skládkového stroje

5.1 Výpočty základních parametrů

-Zadané hodnoty:

| | |
|-----------------------|---------------------|
| Výkon odebírání | 600 t/h |
| Hnědé uhlí | 0,8t/m ³ |
| Počet korečků | 8 |
| Otáčky kola | - zvoleno 50t/min |
| Specifická řezná síla | 40 000N (na břitu) |
| Průměr kola | 6m |

5.1.1 Návrhový výpočet

Výpočet rychlosti kola

$$v = \pi \cdot D \cdot n = 3,14 \cdot 6 \cdot 0,083 = 1,56425 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.1)$$

Stanovení výkonnosti

$$Q = \frac{Q_0}{\rho_s} = \frac{600}{0,8} = 750 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (1.2)$$

Výpočet výsypu

$$h = \frac{v \cdot z \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{1,5645 \cdot 8 \cdot 60}{\pi \cdot 6} = 39,38 \text{ min}^{-1} (2390,4 \text{ hod}^{-1}) \quad (1.3)$$

Výpočet objemu (orientačního)

$$V_p = \frac{Q}{h} = \frac{750}{2390} = 0,3138 \text{ m}^3 \quad (1.4)$$

- mezikruží asi 45 procent vysypu $V_m = 0,45 \cdot V_p = 0,45 \cdot 0,3138 = 0,1412 \text{ m}^3$
- objem korečku $V_k = 0,1723 \text{ m}^3$
- objem mezikuží $V_m = 0,1412 \text{ m}^3$

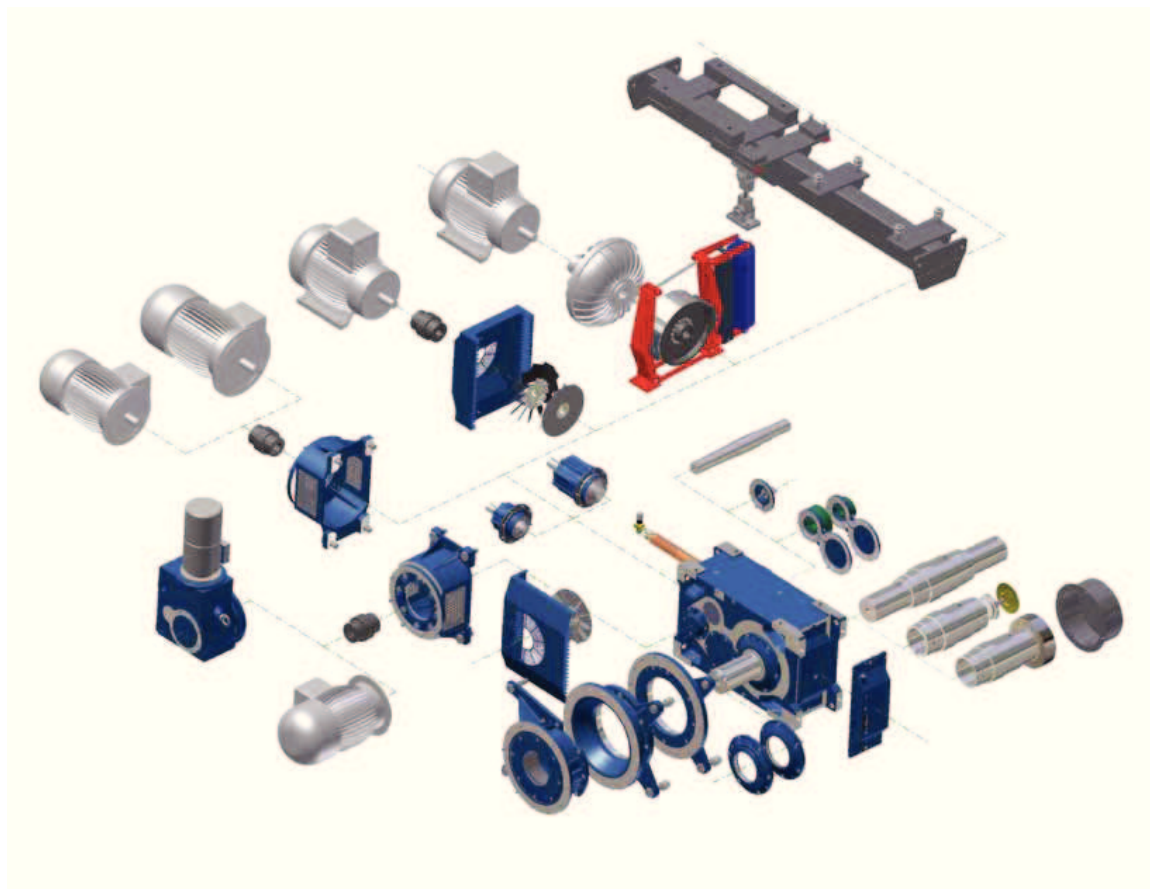
Výpočet výkonu

$$P_{ck} = \frac{F_{KR} \cdot v}{\eta_c} = \frac{40 \cdot 1,5645}{0,95} = 65,78 \text{ kW} \quad (1.5)$$

Výpočet výstupního kroutícího momentu

$$M_{k2} = \frac{9550 \cdot P_1 \cdot \eta_s}{n_2} = \frac{9550 \cdot 65,87 \cdot 0,935}{5} = 117,63 \text{ kNm} \quad (1.6)$$

Dle vypočtených hodnot byla vybrána z katalogu firmy NORD průmyslová kompaktní kuželočelní elektropřevodovka. Jde o stavebnicové provedení, jak můžeme vidět na obr. 5.1. Můžeme si navolit veškeré požadované parametry výkonu, převodového poměru atd. Následně si necháme sestavit celý komplet.



Obr. 5.1 Stavebnicové provedení převodovek NORD [12]

Zvolená převodovka je sestavena ze 3 základních částí a to elektromotor, hydrodynamická spojka a převodová skříň. Spojka je umístěna mezi elektromotorem a převodovou skříní. Tohle uspořádání bylo zvoleno po konzultaci se zaměstnancem firmy NORD. Výstup z převodovky je dutá drážkovaná hřídel dle normy DIN 5480. Standardní výstup zvolené převodovky je vnitřní průměr duté hřídele 250mm, ale pro náš požadavek je potřeba mít drážkování průměru 300mm. Po konzultaci tohoto problému s firmou NORD, mi bylo oznámeno, že jsou schopni naši zvolenou převodovku s vnitřním drážkováním průměru 300 vyrobit.

SK15507-A-V-MSTB -280 S/4

-elektromotor NORD 280 S/4

$$P_1=75\text{kW}$$

$$n_1=1500\text{n}^{-1}$$

-převodová skříň

$$n_2=5,1\text{n}^{-1}$$

$$M_{k2}=139,3\text{kNm}$$

$$F_b=1,5$$

$$I_g=283,99$$

-spojka MSTB NORD (hydrodynamická spojka s brzdou)

Zvolením té to převodovky je potřeba přepočítat základní provozně technické parametry stroje, jelikož došlo ke změně výstupních otáček z převodové skříně na hřídel kola.

5.1.2 Přepočet na skutečné hodnoty kola

Rychlost

$$v = \pi \cdot D \cdot n = 3,14 \cdot 6 \cdot 0,085 = 1,602 \quad m \cdot s^{-1} \quad (1.7)$$

Stanovení výkonnosti

$$Q = \frac{Q_0}{\rho_s} = \frac{600}{0,8} = 750 \quad m^3 \cdot h^{-1} \quad (1.8)$$

Výpočet výsypu

$$h = \frac{v \cdot z \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{1,602 \cdot 8 \cdot 60}{\pi \cdot 6} = 40,79 \quad \text{min}^{-1} (2447,4 \text{ hod}^{-1}) \quad (1.9)$$

Výpočet objemu

$$V_p = \frac{Q}{h} = \frac{750}{2447,4} = 0,306 \quad m^3 \quad (1.10)$$

- mezikruží asi 45 procent vysypu $V_m = 0,40 \cdot V_p = 0,40 \cdot 0,306 = 0,1224 \text{ m}^3$
- objem korečku $V_k = 0,182 \text{ m}^3 \rightarrow 182\text{l}$
- objem mezikuží $V_m = 0,124\text{m}^3$

Koreček tedy musí mít minimální objem 182 l

Navrhované koleso je bezkomorové (obr. 4.5). Tyto kolesa umožňují větší obvodovou rychlost, než komorové. Mají také lepší gravitační vyprazdňování. Nevýhodou je však nižší tuhost konstrukce kolesa, protože korečky jsou letmo uchyceny k nosné konstrukci. U tohoto provedení se používá otěrový prstenec, což vede ke zvýšení hmotnosti a následně větším reakcím v ložiskách na středové hřídeli. Objem korečku je zde zvětšen o objem mezikruží a výsyp je proveden ve výsypném prostoru a je dále přemístěn na boční pásový dopravník kolesa. Výsypný prostor je naznačen na (obr. 4.5).

6 Kontrola hřídele kolesového rypadla a výpočet reakcí pro ložiska

Hlavní funkce hřídele kolesového rypadla je přenos a vedení krouticího momentu, ale také plní funkci nosníku otáčejícího se kolesa. Z těchto důvodů určuje spolehlivost celého stroje. Hřídel je uložena na výložníku značné délky. Namáhání hřídele je tedy dáno dlouhodobým provozním nasazením, rázovým zatížením. Hřídel kolesa je nezávisle na konstrukci kolesového výložníku uložena ve velkopřůměrovém ložisku, která jsou v důsledku větších rozměrů nebo děleného provedení vyráběna v malých sériích nebo kusově.

Je nutno věnovat pozornost namáhání na únavu materiálu, korozi. Hřídele musí být hladké a snažit se vyhnout se co nejvíce osazení. Také se vyhnout svařovaných připojení.

6.1 Kontrola hřídele

Stanovení materiálových konstant pro hřídel 15 241. Na hřídeli jsou 3 ložiska, ale středové ložisko není nosné, je ve výpočtu nahrazeno zatížením. U výpočtu ložiska dále vysvětleno. Proto počítáme pouze jako 2 podpory.

| | | |
|-------------------------|--------|------------------------|
| Materiál | | Ocel, niklová |
| Modul pružnosti v tahu | E | 205000 MPa |
| Modul pružnosti v tlaku | G | 80000 MPa |
| Hustota | ρ | 8280 kg/m ³ |

Vlastnosti výpočtu

| | | | |
|----------|-------------------------------|---------|------------------------|
| Zahrnout | | | |
| Ano | Hustota | ρ | 8280 kg/m ³ |
| Ano | Součinitel smykového posunutí | β | 1,188 ul |
| | Počet úseků | | 1000 ul |
| | Režim redukovaného napětí | | HMH |

Zatížení

| Index | Umístění | Radiální zatížení | | | | Ohybový moment | | | | Spojité zatížení | | | | Axiální zatížení | Svěrný moment | Průhyb | | | | Úhel průhybu |
|-------|----------|-------------------|---|--------------|------|----------------|---|----------|------|------------------|---|----------|------|------------------|-----------------|-----------------|----------------|------------|----------|--------------|
| | | Y | X | Velikost | Směr | Y | X | Velikost | Směr | Y | X | Velikost | Směr | | | Y | X | Velikost | Směr | |
| 1 | 426 mm | | | | | | | | | | | | | | -139000,000 N m | 455,623 microm | 455,623 microm | | 0,03 deg | |
| 2 | 3247 mm | 24525,000 N | | 24525,000 N | | | | | | | | | | | | -501,775 microm | 501,775 microm | 180,00 deg | 0,02 deg | |
| 3 | 3693 mm | 240349,000 N | | 240349,000 N | | | | | | | | | | | | -271,922 microm | 271,922 microm | 180,00 deg | 0,03 deg | |

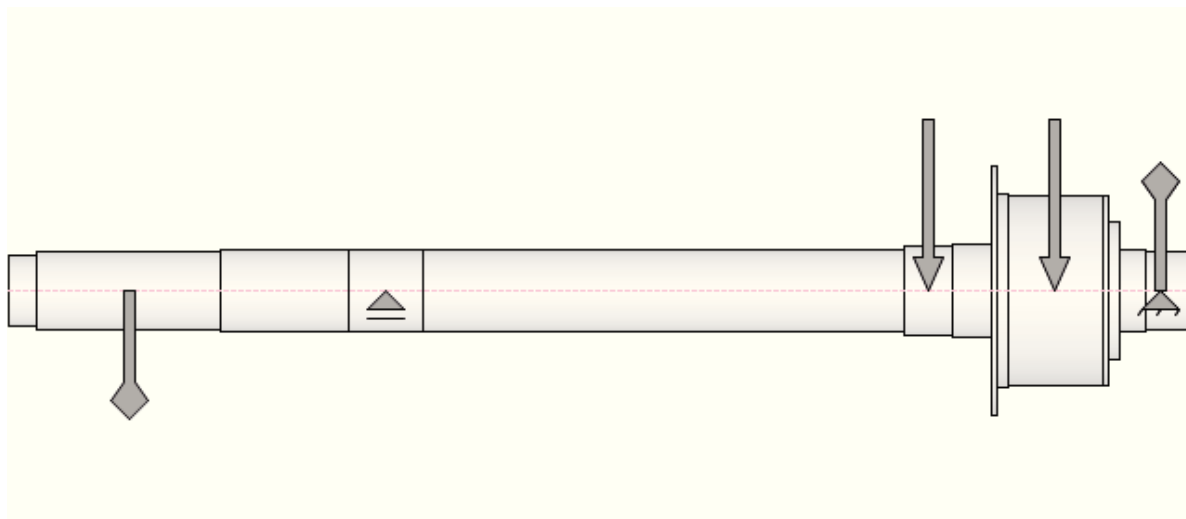
Podpory (jde o staticky neurčitý nosník)

| Index | Typ | Umístění | Reakční síla | | | | Axiální zatížení | Poddajnost | Typ | Průhyb | | | | Úhel průhybu |
|-------|-------|----------|--------------|---|--------------|------|------------------|----------------|--------------------------------|----------------|---|---------------|------------|--------------|
| | | | Y | X | Velikost | Směr | | | | Y | X | Velikost | Směr | |
| 1 | Volný | 1328 mm | 58016,203 N | | 58016,203 N | | | 0,000 microm/N | Dvouřadá kulová valivá ložiska | -25,826 microm | | 25,826 microm | 180,00 deg | 0,03 deg |
| 2 | Pevná | 4065 mm | 241023,505 N | | 241023,505 N | | | 0,000 microm/N | Dvouřadá kulová valivá ložiska | -48,198 microm | | 48,198 microm | 180,00 deg | 0,04 deg |

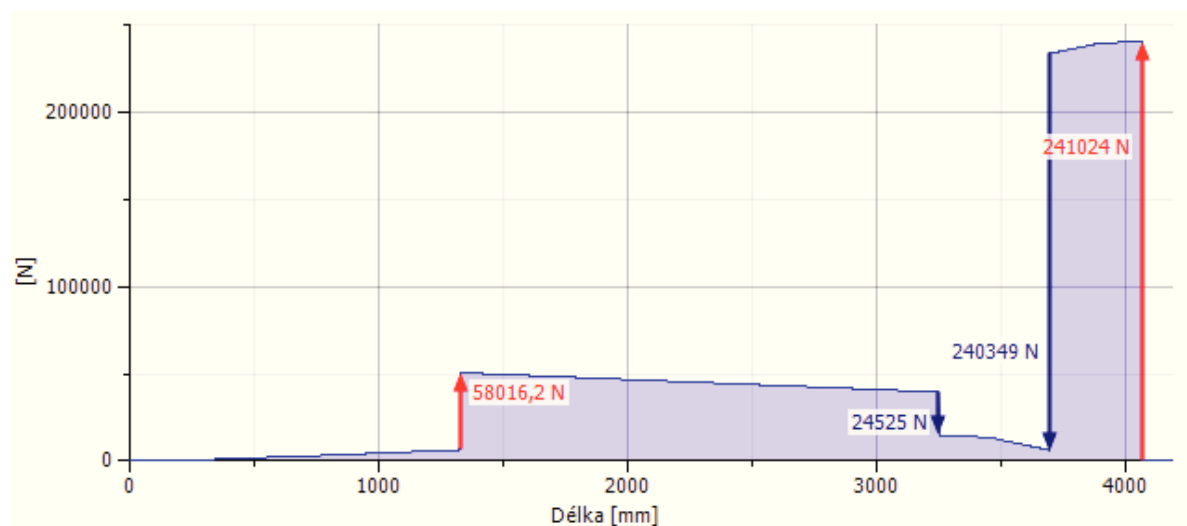
Vypočtené hodnoty

| | | |
|-----------------------------|----------------|----------------|
| Délka | L | 4183,500 mm |
| Hmotnost | Hmotnost | 3483,933 kg |
| Maximální napětí v ohybu | σ_B | 29,974 MPa |
| Maximální smykové napětí | τ_S | 3,905 MPa |
| Maximální napětí v krutu | τ | 32,249 MPa |
| Maximální napětí v tahu | σ_T | 0,000 MPa |
| Maximální redukované napětí | σ_{red} | 56,594 MPa |
| Maximální průhyb | f_{max} | 679,423 microm |
| Úhel zkroucení | φ | -0,41 deg |

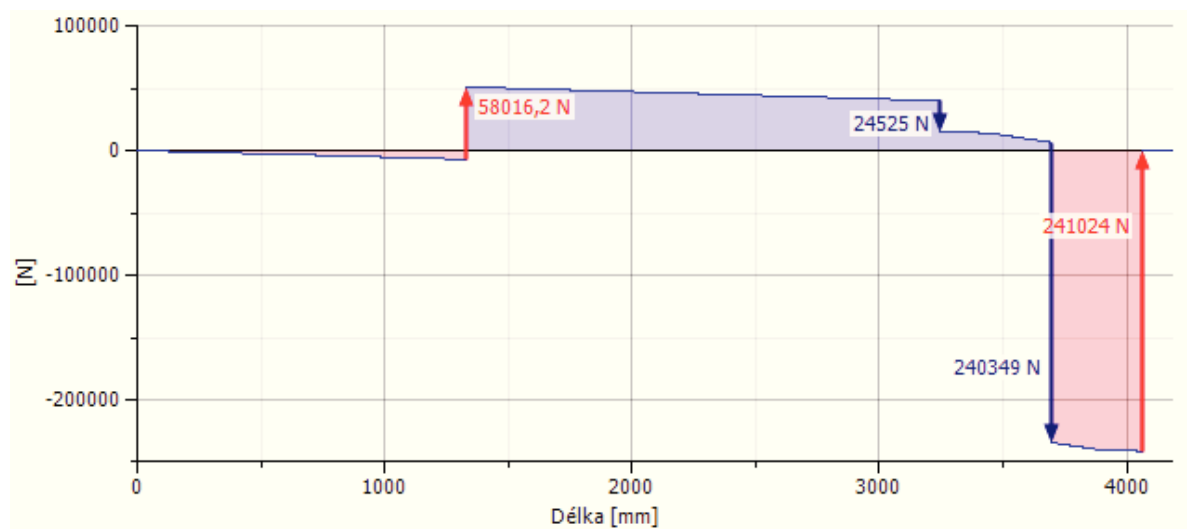
Náhled hřídele



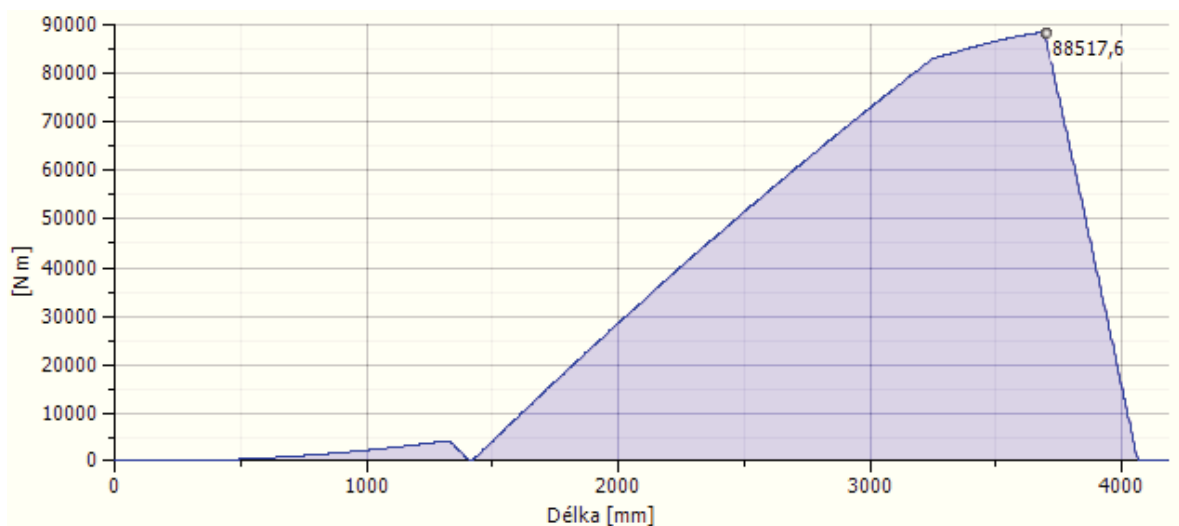
Smyková síla



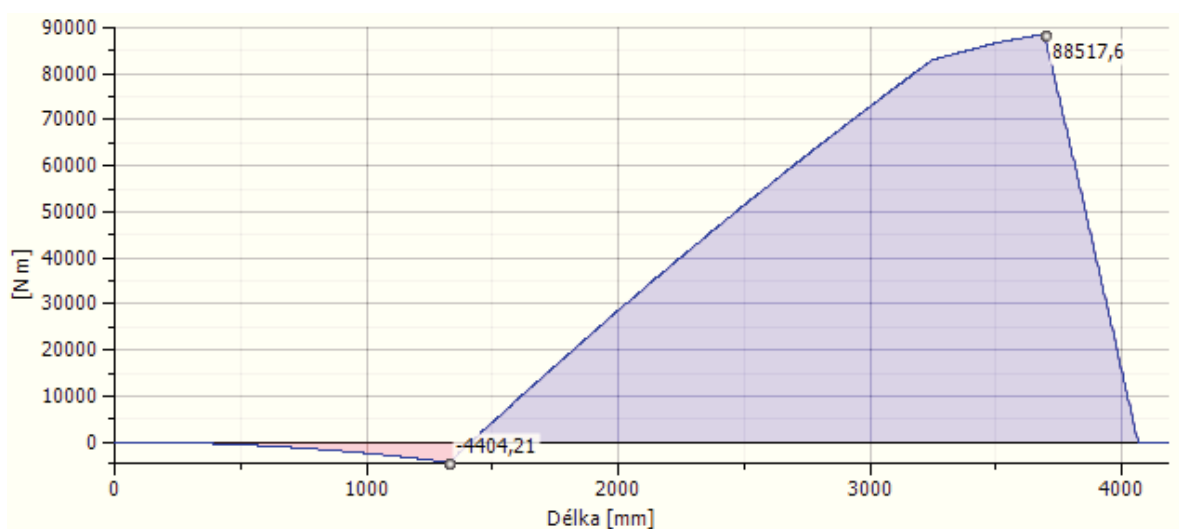
Obr. 6.1 Smyková síla [16], [19]



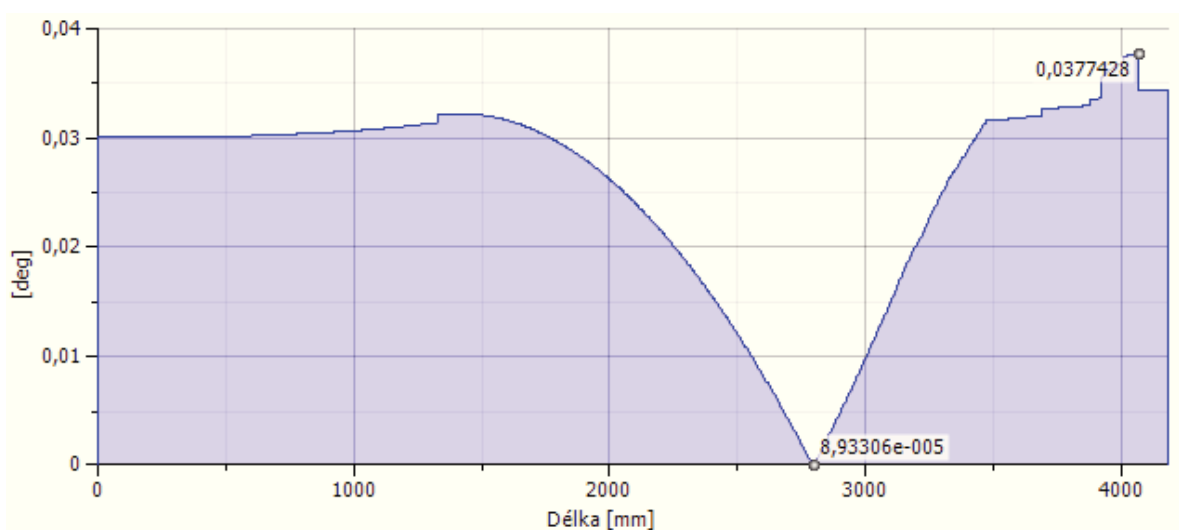
Obr. 6.2 Smyková síla, Rovina YZ [16], [19]



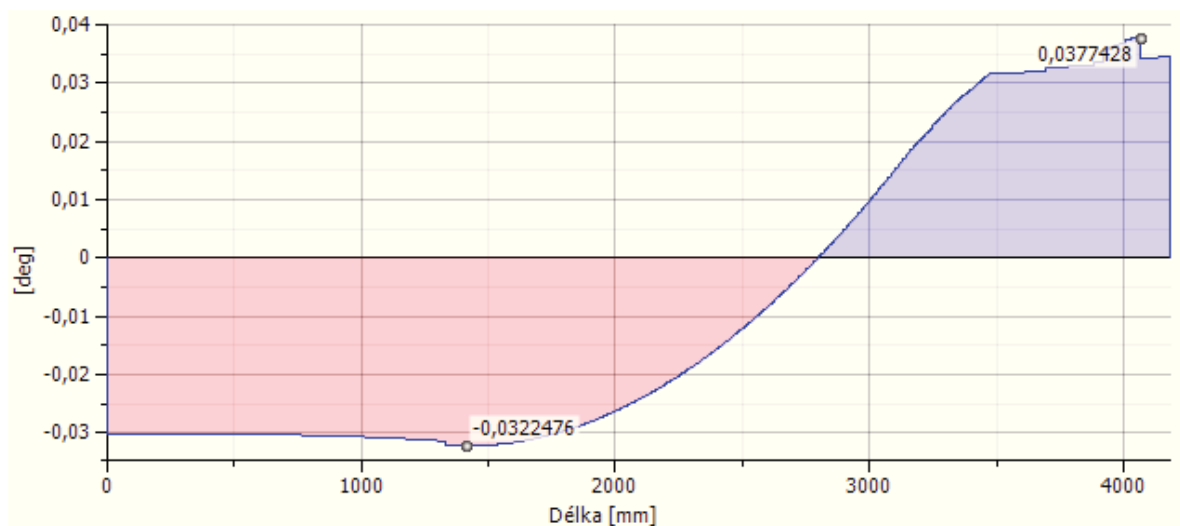
Obr. 6.3 Ohybový moment [16], [19]



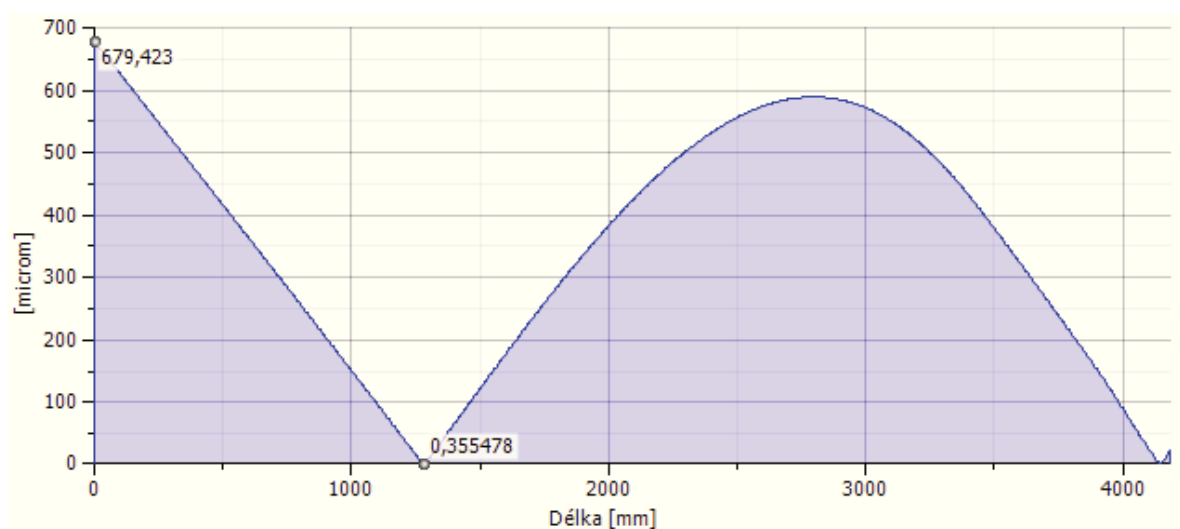
Obr. 6.4 Ohybový moment, Rovina YZ [16], [19]



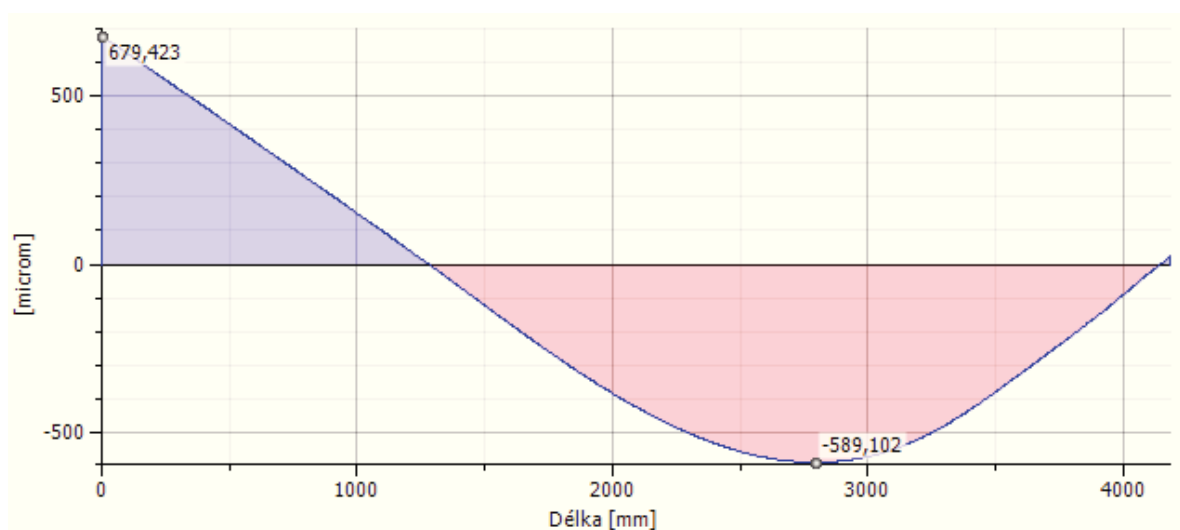
Obr. 6.5 Úhel průhybu [16], [19]



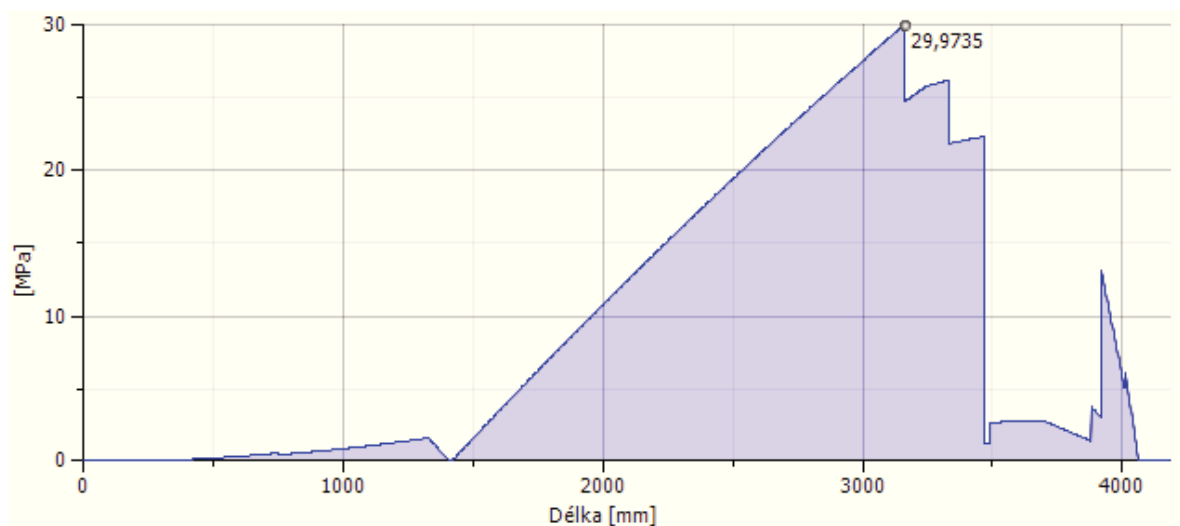
Obr. 6.6 Úhel průhybu, Rovina YZ [16], [19]



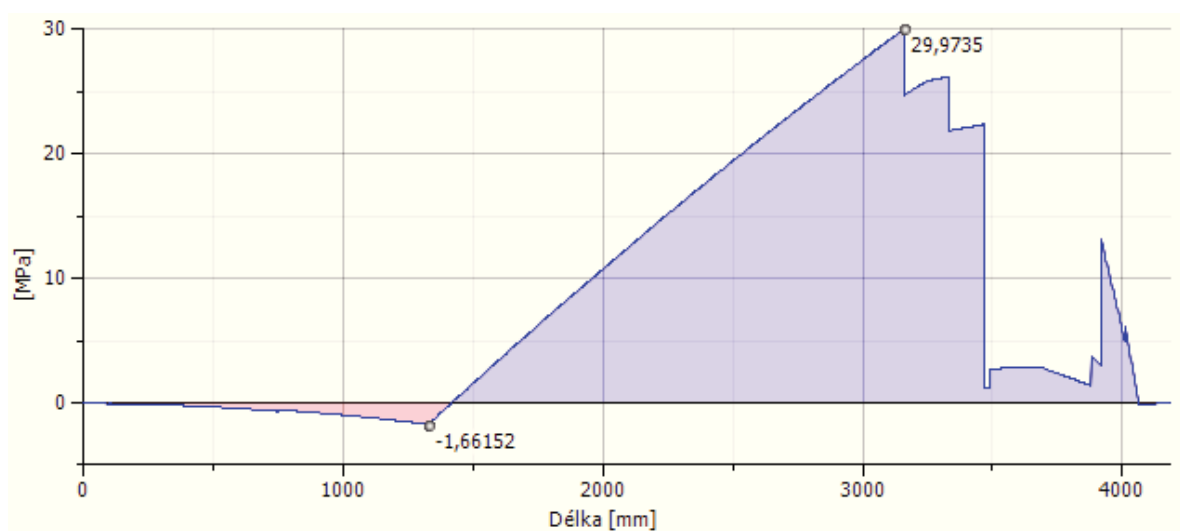
Obr. 6.7 Průhyb hřídele [16], [19]



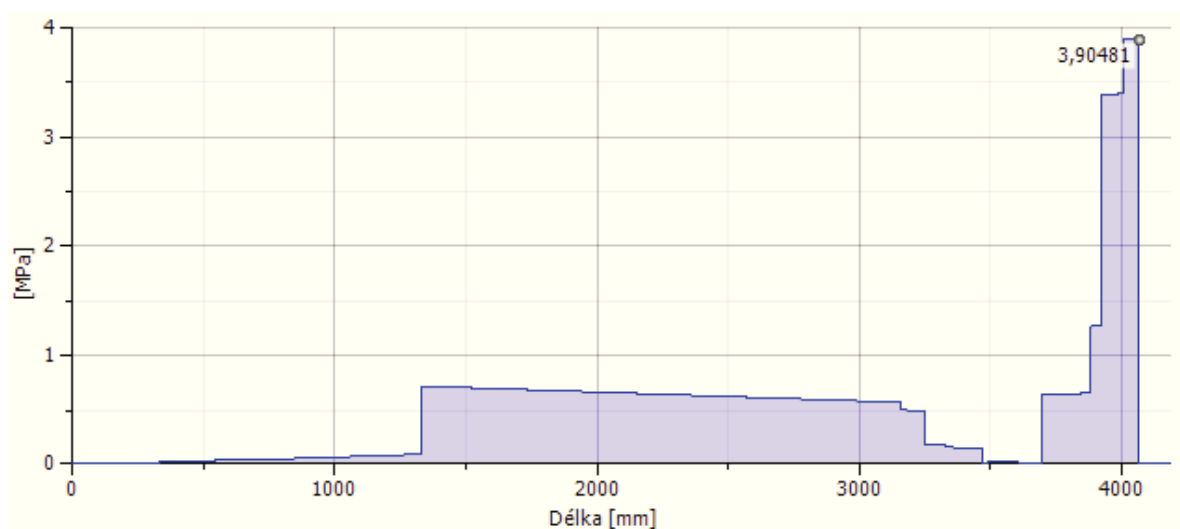
Obr. 6.8 Průhyb hřídele, Rovina YZ [16], [19]



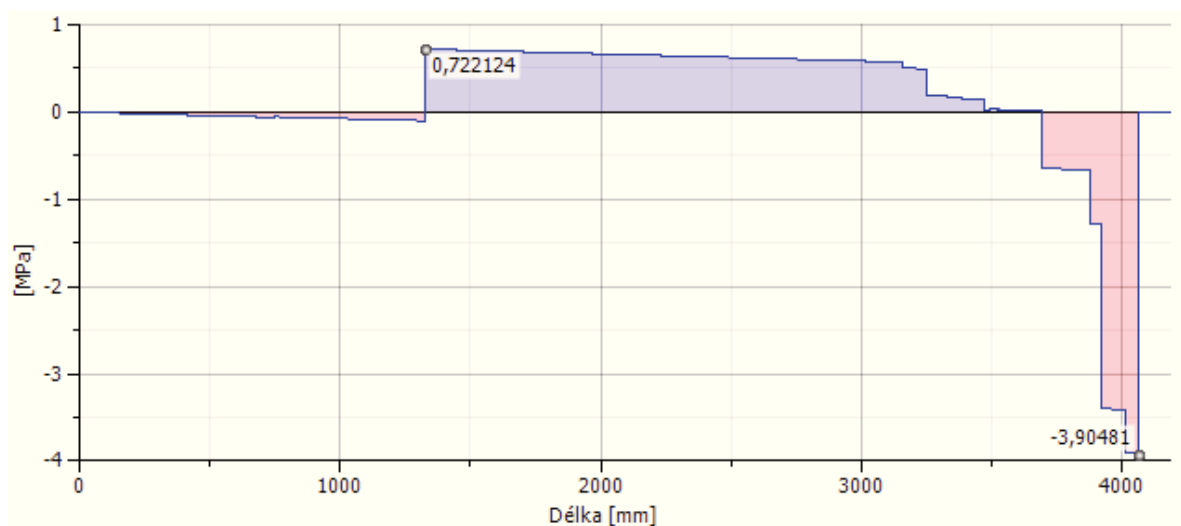
Obr. 6.9 Napětí v ohybu [16], [19]



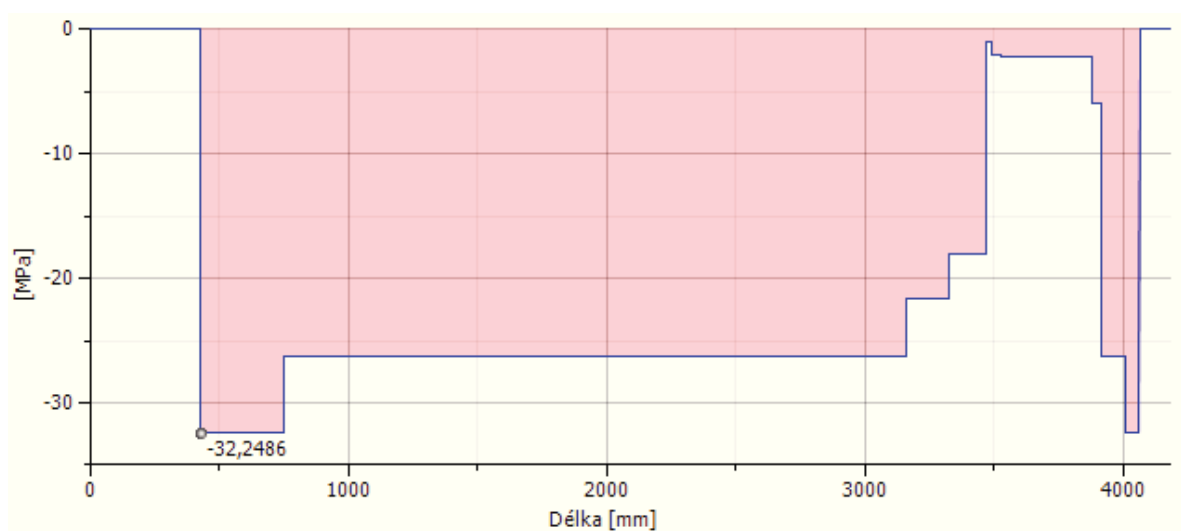
Obr. 6.10 Napětí v ohybu, Rovina YZ [16], [19]



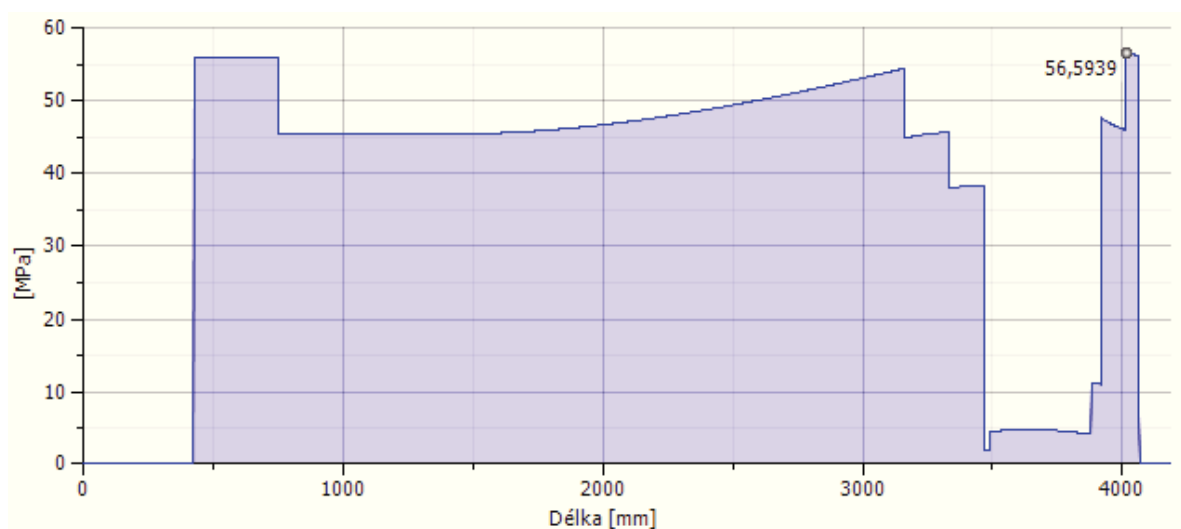
Obr. 6.11 Smykové napětí [16], [19]



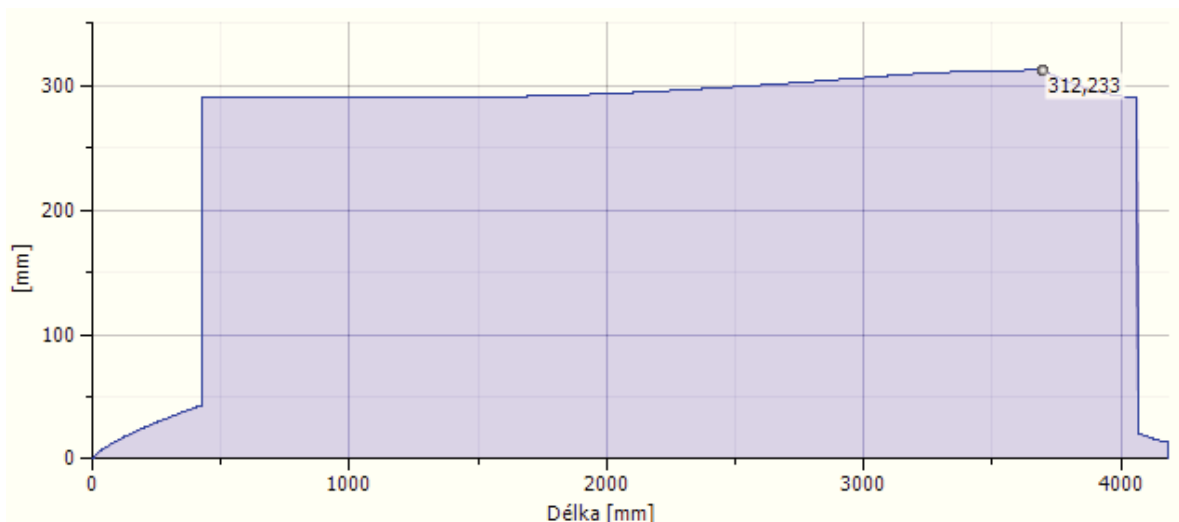
Obr. 6.12 Smykové napětí, Rovina YZ [16], [19]



Obr. 6.13 Napětí v krutu [16], [19]



Obr. 6.14 Redukované napětí (dle HMM) [16], [19]



Obr. 6.15 Vykreslení ideálního průměru hřídele [16], [19]

6.2 Statická kontrola

Materiál hřídele je 15 241

- $R_m = 850 \text{ MPa}$
- $R_e = 740 \text{ MPa}$

Kontrola statické bezpečnosti v nejkritičtějším místě hřídele

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{740}{56,6} = 13,07 \geq 2,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.11)$$

6.3 Dynamická kontrola

Dynamická kontrola na ohyb v místě největšího ohybu

$$k_D = \frac{\sigma_{OD}}{\sigma_O} = \frac{174,9}{29,9} = 5,85 \quad (1.12)$$

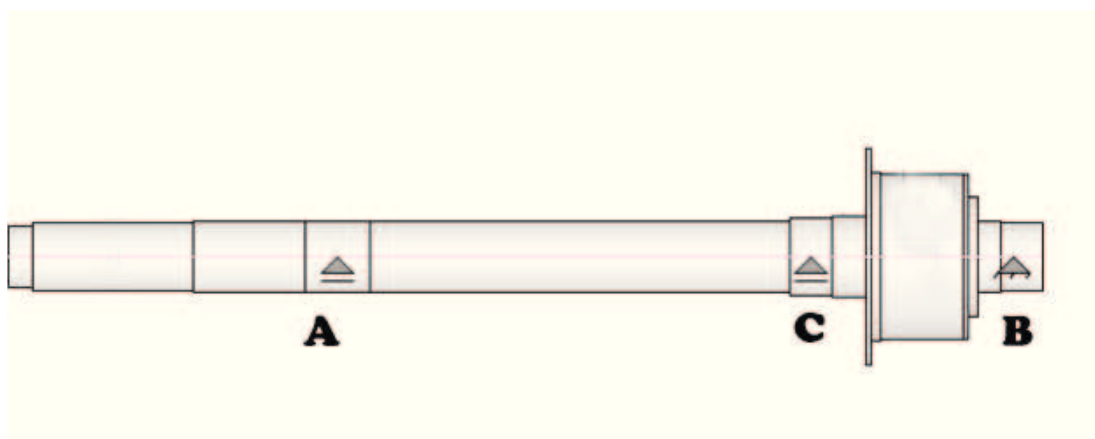
Dynamická kontrola na střih v místě nejkritičtějšího průřezu

$$k_{TS} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_k} = \frac{0,577 \cdot 740}{32,2} = 13,3 \quad (1.13)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_V = \frac{k_D \cdot k_{TS}}{\sqrt{k_D \cdot k_{TS}}} = \frac{5,85 \cdot 13,3}{\sqrt{5,85 \cdot 13,3}} = 8,82 \geq 2,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.14)$$

6.4 Výpočet životnosti ložisek



Obr. 5.15 Zobrazení umístění ložisek [16]

Výpočet ložiska A

Axiální zatížení $F_a = 0 \text{ N}$

Radiální zatížení $F_r = 58\,016,2 \text{ N}$

Požadovaná životnost $L_h = 200\,000 \text{ hodin}$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska A

$$P_{rA} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 58016,2 + 0 = 58016,2 \text{ N} \quad (1.15)$$

Výpočet základní dynamické únosnosti

$$C_A = P_{rA} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 58016,2 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{200000 \cdot 60 \cdot 5,1}{10^6}} = 199575,7 \text{ N} \quad (1.16)$$

Vybráno soudečkové ložisko **SKF 2386 CAMA**

-základní dynamická únosnost $C = 656\,000 \text{ N}$

-šířka ložiska $B = 60 \text{ mm}$

-velký průměr ložiska $D = 380 \text{ mm}$

-malý průměr ložiska $d = 300 \text{ mm}$

Kontrola únosnosti

$$C \geq C_A \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.17)$$
$$656000 \geq 199575,7$$

Výpočet ložiska B

Axiální zatížení $F_a = 0 \text{ N}$

Radiální zatížení $F_r = 241\,023,5 \text{ N}$

Požadovaná životnost $L_h = 200\,000 \text{ hodin}$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska A

$$P_{rB} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 241\,023,5 + 0 = 241\,023,5 \text{ N} \quad (1.18)$$

Výpočet základní dynamické únosnosti

$$C_B = P_{rB} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 241\,023,5 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{200\,000 \cdot 60 \cdot 5,1}{10^6}} = 829\,120,84 \text{ N} \quad (1.19)$$

Vybráno soudečkové ložisko **SKF 23056 CC/W33***

-základní dynamická únosnost $C = 1\,730\,000 \text{ N}$

-šířka ložiska $B = 106 \text{ mm}$

-velký průměr ložiska $D = 420 \text{ mm}$

-malý průměr ložiska $d = 280 \text{ mm}$

Kontrola únosnosti

$$C \geq C_B \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.20)$$
$$1\,730\,000 \geq 829\,120,84$$

Výpočet ložiska C

Tohle ložisko nepřenáší žádné zatížení, je pouze jako menší podpěra skluzné desky od kola. Proto se ve výpočtu reakcí v předchozím výpočtu nezavádělo a bylo nahrazeno tíhou desky a případného zatížení desky materiálem. Pro výpočet jeho trvanlivosti je zatíženo tak jakoby přenášelo zatížení, a šlo by o staticky neurčitý nosník. Proto tady máme simultánní zatížení

Axiální zatížení $F_a = 0 \text{ N}$

Radiální zatížení $F_r = 122\,418,9 \text{ N}$

Požadovaná životnost $L_h = 200\,000 \text{ hodin}$

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska A

$$P_{rC} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 122\,418,9 + 0 = 122\,418,9 \text{ N} \quad (1.21)$$

Výpočet základní dynamické únosnosti

$$C_c = P_{rc} \cdot \sqrt[3,33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = 122418,9 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{200000 \cdot 60 \cdot 5,1}{10^6}} = 421124,5 \text{ N} \quad (1.22)$$

Vybráno soudečkové ložisko **SKF 23964 CC/W33***

-základní dynamická únosnost $C = 1\,430\,000 \text{ N}$

-šířka ložiska $B = 90 \text{ mm}$

-velký průměr ložiska $D = 440 \text{ mm}$

-malý průměr ložiska $d = 320 \text{ mm}$

Kontrola únosnosti

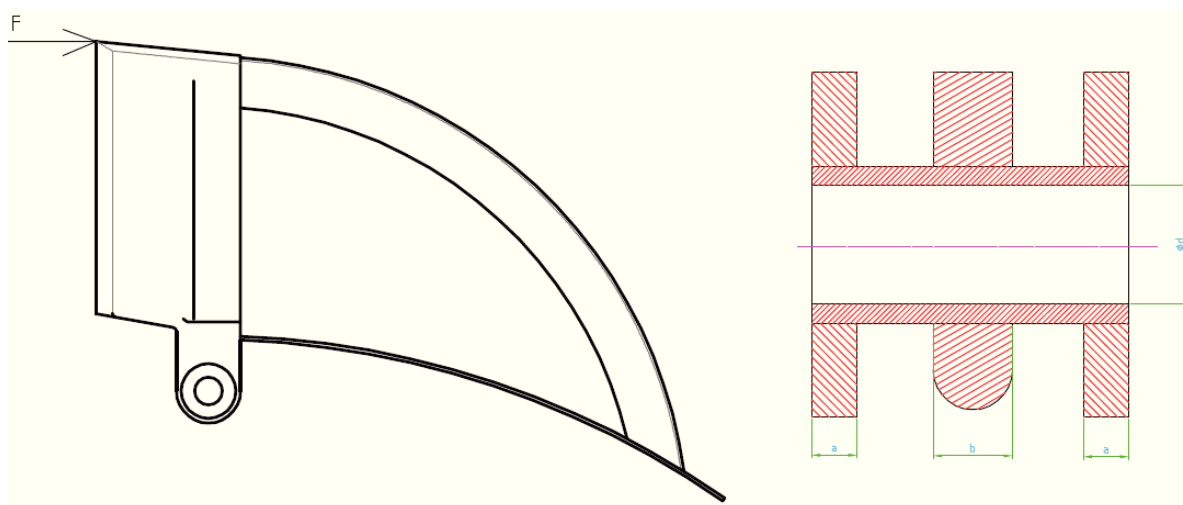
$$C \geq C_c \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.23)$$

$$1430000 \geq 421124,5$$

7 Kontrola šroubového a kolíkového spoje korečku s kolesem

Koreček je na obvodě kola upevněn v přední části pomocí kolíkového spoje. V zadní části je upevněn pomocí dvou šroubů.

7.1 Kontrola kolíkového spoje



Obr. 7.1 Zobrazení působení síly a uložení kolíku s pouzdem [15]

Kolík bude namáhán na střih, ale ne na ohyb protože v zadní části je koreček pojištěn šrouby. Jelikož koreček drží dva kolíky, musíme pro výpočet sílu rozdělit. Síla působící na břit nástroje je 40 000 N. Dovolený tlak pro materiál 11 600 je 30MPa.

Výpočet dovoleného střihového napětí

$$\tau_{DHMHK} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,577 \cdot 310}{2} = 89,43 \text{ MPa} \quad (1.24)$$

Výpočet minimálního průměru kolíku

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{DHMHK}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20000}{\pi \cdot 89,43}} = 16,87 \text{ mm} \quad (1.25)$$

-dle doporučení zadavatele zvolen průměr 50 mm.

Kontrola na otlačení korečku

$$p_1 \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{20000}{50 \cdot 40} = 10 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.26)$$

Kontrola na otlačení kola

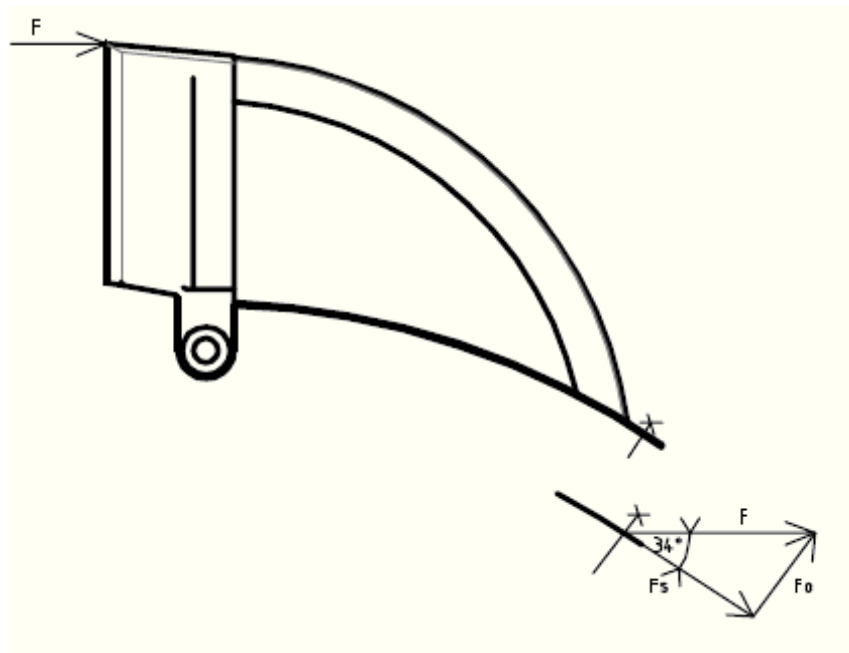
$$p_2 \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot (a + d)} = \frac{20000}{2 \cdot (25 + 50)} = 8 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.27)$$

Navržený kolík – 50x140 A ISO 2340 → délka kolíku je 140mm

7.2 Kontrola šroubového spoje

Pro kontrolu šroubového spoje musíme sílu působící na břit nástroje přesunout do místa kde je šroub umístěn a síly následně rozložit. Jsou použity dva šrouby podobně jako u kolíkového spoje, je tedy nutné sílu rozdělit. Síla působící na břit 40 000 N. Byl zvolen šroub **M12 - 8.8. Rm = 800 MPa , Re =640 MPa (ŠROUB M12x100 ČSN 02 1111 -8.8)**



Obr. 7.2 Zobrazení šroubu a rozklad sil [15]

Rozklad sil

$$\begin{aligned} F_o &= F \cdot \sin 34^\circ = 20000 \cdot \sin 34^\circ = 11183,9 \text{ N} \\ F_s &= F \cdot \cos 34^\circ = 20000 \cdot \cos 34^\circ = 16580 \text{ N} \end{aligned} \quad (1.28)$$

Výpočet napětí v tahu

$$\sigma_{T\bar{s}} = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 11183,9}{\pi \cdot 12,6^2} = 89,69 \text{ MPa} \quad (1.29)$$

$$\sigma_{D\bar{s}} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{640}{2} = 320 \text{ MPa} \quad (1.30)$$

$$\sigma_{D\bar{s}} \geq \sigma_{T\bar{s}}$$

Výpočet stříhového napětí

$$\tau_{S\bar{s}} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 16580}{\pi \cdot 12,6^2} = 132,9 \text{ MPa} \quad (1.31)$$

$$\tau_{DS\bar{s}} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k} = \frac{0,577 \cdot 640}{2} = 184,6 \text{ MPa} \quad (1.32)$$

$$\tau_{DS\bar{s}} \geq \tau_{S\bar{s}}$$

Výpočet redukovaného napětí dle HMH

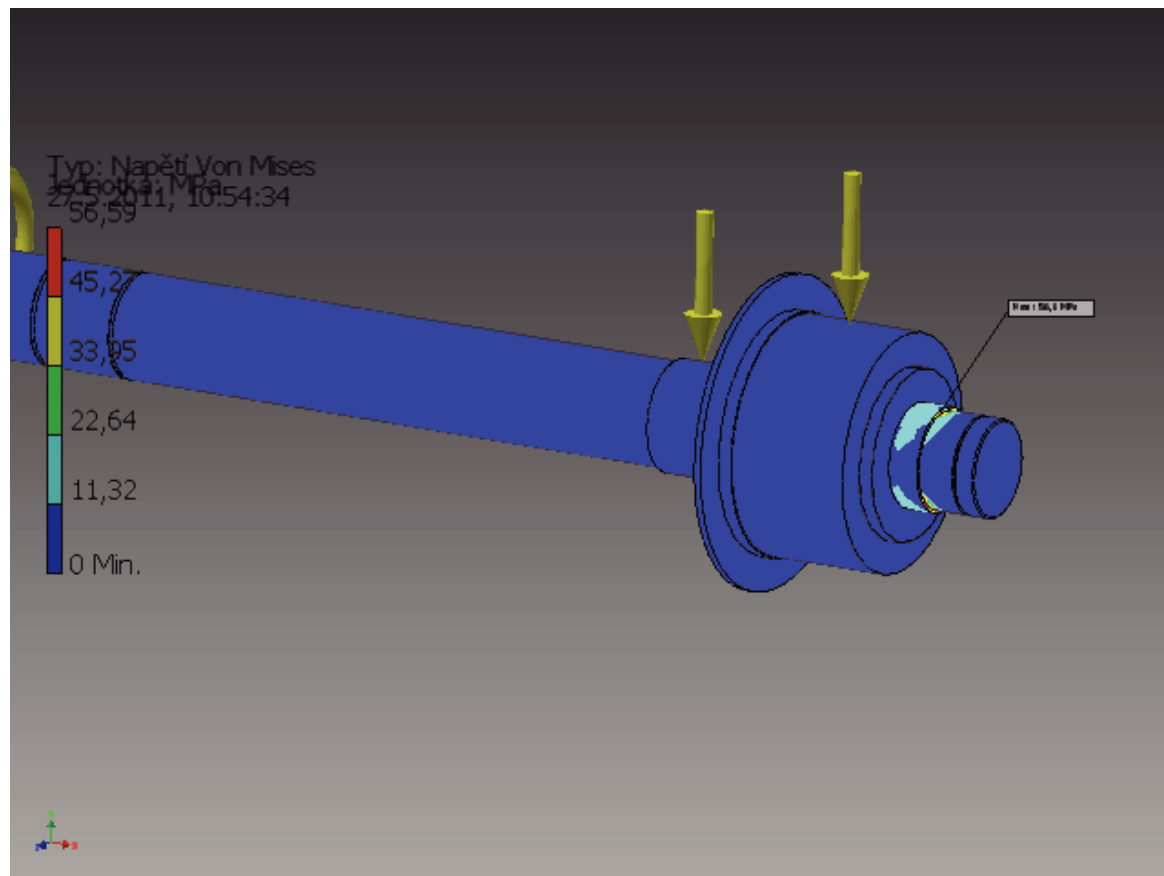
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{T\bar{s}}^2 + 3 \cdot \tau_{S\bar{s}}^2} = \sqrt{89,69^2 + 3 \cdot 132,9^2} = 247 \text{ MPa} \quad (1.33)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{247} = 2,59 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.34)$$

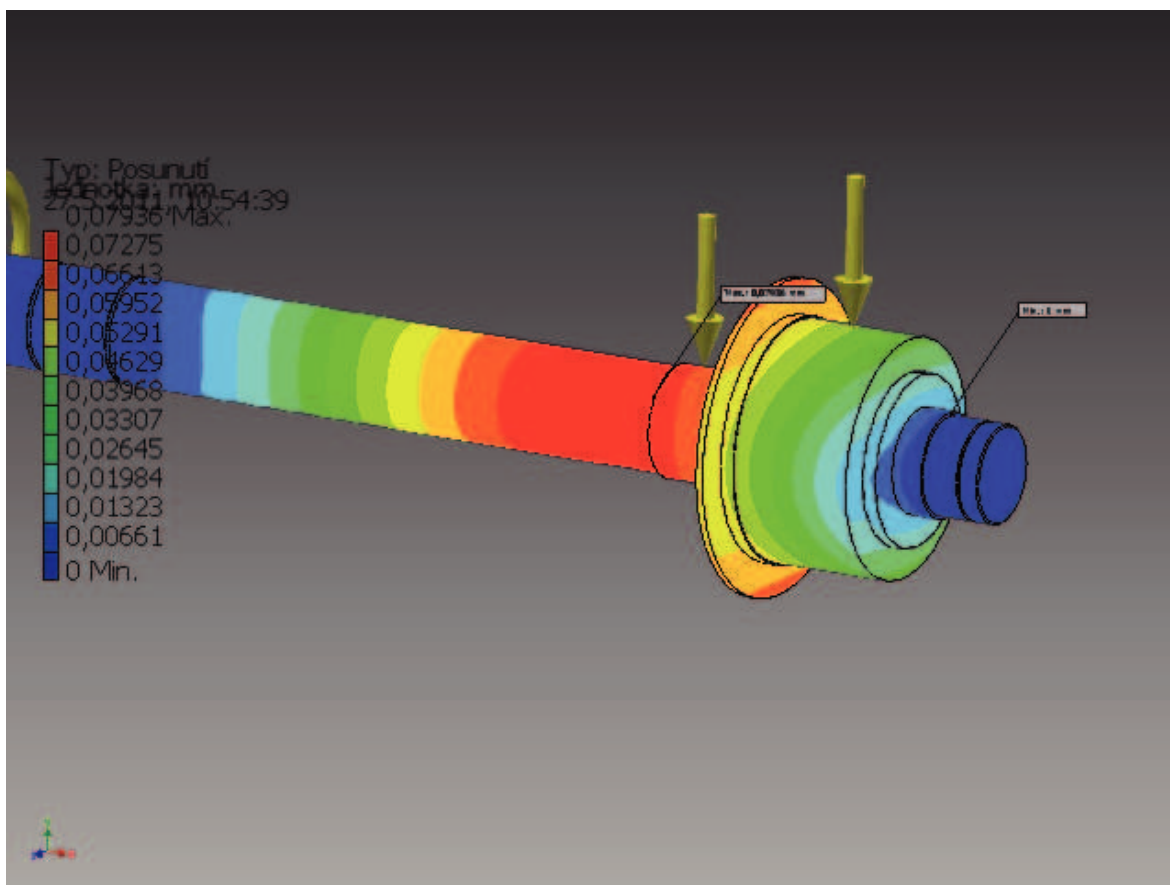
Šroub je na střih namáhán jen tehdy, když dojde například vlivem vibrací k jeho povolení a on pak musí nést i střihovou sílu. Správně spočítaný a namontovaný šroub musí být utážen tak, aby veškeré síly (i ty smykové) přenášel třením ve spojovaných plochách a projevila se v něm pouze osová síla. Šroub unese zatížení i tehdy, když se povolí a nebude zcela utážen.

8 MKP analýza kolesové hřídele

Pro výpočet a zpracování MKP byl použit software ANYSY v11 pomocí Inventoru 09. Zadání počátečních podmínek pro výpočet MKP jsem zvolil stejné jako u výpočtu zatížení hřídele a ložisek v softwarovém výpočtu výše. Byly zvoleny 2 podpěry, tedy 1 je pevná, a druhá je posuvná. Dále pak krouticí moment a zatížení kola s korečky. Na obr. 8.1 jsou žlutými šipkami znázorněno zatížení. Na obr.8.1 je taky znázorněno největší redukované napětí které je dle odkazu 56,59 MPa což se přibližně rovná předešlému výpočtu hřídele. Tímto je ověřeno, že hřídel je navržena správně.



Obr. 8.1 MKP analýza hřídele kola, HMH redukované napětí [18]



Obr. 8.2 MKP analýza průhybu hřídele [18]

Největší průhyb vzniká tam, kde působí největší ohybový moment. Z obr.8.2 vidíme největší průhybové místo. S porovnáním předešlého výpočtu hřídele dosahujeme opět velmi podobných výsledku s nepatrnou odchylkou. Z výsledku MKP analýzy vidíme, že největší napětí vzniká ve vrubech hřídele. Jinak můžeme vidět, že napětí v ostatních místech hřídele je velmi malé. Odchylka od předchozího výpočtu hřídele je způsobená tím, že tento výpočet MKP je mnohem přesnější díky vhodně zvolené Mesh síti 3D modelu a také mnohem lepším nastavením podmínek výpočtu.

9 Závěr

Navržená špička kolesového skládkového stoje byla navržena dle požadovaných parametrů zadavatele. Dle výkonnostních parametrů bylo navrženo celé hnací ústrojí kola. Jelikož jde o skládkový stroj relativně malý, stačilo k pohonu celého kola jeden silný elektromotor s převodovou skříní, jejíž výstupní krouticí moment a otáčky splňovaly zadané kriteria. Následně byla navržena středová hřídel kola, na které byl proveden pevnostní výpočet a také MKP analýza zda vyhovuje. Celá tato hřídel je uložena ve vysokopřůměrových soudečkových ložiscích v domcích které jsou spojeny s výložníkem. Na hřídeli jsou 3 ložiska. Jde tedy o staticky neurčitý nosník, ale pouze 2 ložiska přenášejí zatížení. Třetí ložisko slouží jako malá podpěra výsypné desky. Proto ve výpočtu počítáme nosník, jako staticky určitý (tedy 2 podpory), třetí ložisko je nahrazeno zatížením výsypné desky a také předpokládaným zatížením skládkového materiálu. Ložiska byla navržena s dostatečnou životností, aby vydržela velké zatížení a nevhodné pracovní podmínky.

Dle objemu a výkonnosti stroje byl navržen tvar korečku a jeho upevnění ke kolesu. Koreček je v přední části spojen pomocí 2 kolíků a v zadní části pojištěn dvěma šrouby, které koreček s kolesem dostatečně připojí. Celá práce je přehledně zpracovaná a doložena výkresy.

Seznam použité literatury

- [1] JERÁBEK, K., et al. *Stroje pro zemní práce : Silniční stroje*. Opava : Grafis spol. s.r.o., 1996. 486 s.
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části strojů a pohonů*. dotisk I. Ostrava : VŠB -TU Ostrava, 2010. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části spojovací*, dotisk I. Ostrava : VŠB -TU Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 - 8
- [4] LEINVEBER, J.; RAŠA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [5] MORAVEC, V. ; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, I.Vydání , VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s.
- [6] JERÁBEK, K. *Metodika Konstruování*. Praha : ČVUT Praha, 1982. 59 s.
- [7] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů II*. Brno : VUT Brno, 1987, 215 s.
- [8] HOJDAR, J.; HELEBRANT, F.; GONDEK, H. *Povrchové dobývací stroje*, I. Vydání. Ostrava : VŠB-TU OSTRAVA,1991. 305 s.
- [9] Informace a podklady dodané konzultantem DP – Kovařík F. (Vítkovice Gearworks)
- [10] FRIES, J.; JURMAN, J. *Konstrukce velkstrojů a jejich spolehlivost : I díl*. Ostrava : Montanex, a.s., 2004. 115 s. ISBN 80-7225-148-1.
- [11] FAM [online]. 2005 [cit. 2011-04-26]. Obrázky. Dostupné z WWW: <www.fam.de>
- [12] NORD [online]. 2011 [cit. 2011-04-26]. Průmyslové převodovky. Dostupné z WWW: <http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/industrial_gear_unit/industrial-gear-unit_detail_42000.jsp>.
- [13] PRODECO [online]. 2006 [cit. 2011-05-20]. Rypadla (kolesová a korečková). Dostupné z WWW: <<http://www.prodeco.cz/cs/vyrobni-program/rypadla/>>.
- [14] POLÁK, Jaromír; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení III..* Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2005. 134 s. ISBN 80-248-0963-X
- [15] SCHADE [online]. 2005 [cit. 2011-04-26]. Obrázky. Dostupné z WWW: <<http://www.schade-lagertechnik.com/schade/english/>>

-použitý software

- [16] Adobe Photoshop CS4
- [17] Autocad 2009
- [18] Inventor 2009
- [19] Sada Microsoft Office 2007
- [20] ANSYS 11
- [21] MitCalc 1.40

Výkresy

Výkres sestavení – Kolesová špička s pohonem SN2KIE01 – S01

Výkres výrobní – Koreček SN2KIE01 – D01

Výkres výrobní – Středová hřídel kola SN2KIE01 – D02